

Kaisa Salminen

Nestekiertoisten lämmöntalteenottojärjestelmien patterimitoitus ja käyttöönoton näkökulmia

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Talotekniikka

Insinöörityö

12.4.2018

Tekijä Otsikko	Kaisa Salminen Nestekiertoisten lämmöntalteenottojärjestelmien patterimitoit- tus ja käyttöönoton näkökulmia
Sivumäärä Aika	48 sivua + 5 liitettä 12.4.2018
Tutkinto	insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma	talotekniikka
Ammatillinen pääaine	LVI-suunnittelu
Ohjaajat	talotekniikka-asiantuntija, DI Lauri Rantala yliopettaja Jukka Yrjölä
<p>Tämän insinööritöön tavoitteena oli tutkia nestekiertoisten lämmönsiirtojärjestelmien patteri- mitoituksessa ja käyttöönotossa huomioitavia asioita. Työ tehtiin toimeksiantona Skanska Talonrakennus Oy:lle. Työssä käsitellään ilmanvaihtoa sen toimintavarmuuden näkökul- masta ja pohditaan teorian pohjalta nestekiertoisen lämmöntalteenoton lämpötilahyötysuh- teen uuden ekosuunnitteluasetuksen vaikutusta lämmöntalteenottopatterin mitoittamiseen.</p> <p>Uudessa ekosuunnitteluasetuksessa 2018 nestekiertoisten lämmöntalteenoton lämpötila- hyötysuhde nousi 63 prosentista 68 prosenttiin. Lämpötilahyötysuhteen kiristymisen aiheut- taa lämmöntalteenottopatterien konduktanssissa kasvua, mikä puolestaan tarkoittaa, että lämmöntalteenottopatterien koko kasvaa.</p> <p>Toisena osana työhön haastateltiin eri tahoja nestekiertoisten lämmöntalteenottojärjestel- mien mitoittamiseen ja käyttöönottoon liittyvistä haasteista ja ongelmakohtista. Haastatteluja tehtiin viidelle eri taholle: LVI-suunnittelijalle, LVI-valvojalle, laitetoimittajille, putkiurakoitsi- joille ja talotekniikka-asiantuntijalle. Haastattelujen perusteella analysoitiin yleisimpiä haas- teita ja ongelmakohtia.</p> <p>Pumppujen tuoton riittävyys järjestelmässä sekä riittävyyden varmistaminen mitoituksessa tulivat esille haastatteluissa yhtenä tärkeänä pointtina. Toisena tärkeänä asiana esille nousi nestekiertoisen LTO-järjestelmän ohjausstrategian ymmärtäminen ja järjestelmän käyttöö- notto, jotka vaativat enemmän yhteistyötä laitetoimittajan, LVI-suunnittelijan ja putkiurakoit- sijan välillä. Uutta järjestelmää suunniteltaessa ja ennen käyttöönottoa olisi suotavaa tehdä tiivistä yhteistyötä laitetoimittajan, suunnittelijan ja urakoitsijan kesken, jotta varmistetaan LTO-järjestelmän toiminta.</p>	
Avainsanat	LTO, nestekiertoinen lämmöntalteenottojärjestelmä

Author Title	Kaisa Salminen Designing and Implementation of a Run-Around Coil Heat Recovery System
Number of Pages Date	48 pages + 5 appendices 12 April 2018
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Building Services Engineering
Specialisation option	HVAC Design
Instructors	Lauri Rantala, MEP Expert Jukka Yrjölä, Principal Lecturer
<p>The purpose of this Bachelor's thesis was to investigate the efficiency of the design and implementation of a run-around coil heat recovery system. The thesis focused on the reliability of ventilation and reflected on the theory of the effect of a new eco-design regulation for temperature efficiency of a run-around coil heat recovery system.</p> <p>The final year project comprised interviews with various experts regarding the challenges and problem areas in the design and implementation of the run-around coil heat recovery system. The interviews were conducted with five different parties: a HVAC Designer, HVAC Supervisor, an Equipment Supplier, a HVAC Contractor and Mechanical Engineering and Plumbing Expert. The most common challenges and problems that arose were analyzed in the thesis.</p> <p>The most important point emerging from the interviews were the adequacy of the pump yields and the dimensioning of the system. Another important issue was the understanding and commissioning the control of a heat recovery system; it would require more cooperation between the equipment supplier, the HVAC designer and the HVAC contractor. During the designing process and before the commissioning of the new system, it is important to work closely together to ensure the optimal operational efficiency of the heat recovery system.</p>	
Keywords	heat recovery, liquid flow heat recovery system

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Ilmanvaihdon energiatehokkuus	2
2.1	Sisäilma ja ilmanvaihdon energiatehokkuus	3
2.2	SFP-luku	3
2.3	Lämmöntalteenotto	5
3	Laskentamenetelmät lämmöntalteenoton energiatehokkuudelle	7
3.1	Rekuperatioaste	8
3.2	Lämmöntalteenottojärjestelmän hyötysuhde	8
3.2.1	Vuosihyötysuhde	9
3.2.2	Lämpötilahyötysuhde	10
3.3	Konduktanssi	11
4	Putkiston painehäviöt	13
4.1	Kitka- eli virtausvastushäviöt	14
4.2	Kertavastushäviöt	17
5	Pumppujen toimintaperiaate	19
5.1	Pumpun ominaiskäyrät	21
5.2	Affiniteettisäännöt	22
6	Nestekiertoinen lämmöntalteenottojärjestelmä	24
6.1	Toimintaperiaate	25
6.2	Lämmön siirtyminen	26
6.3	Nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän liuokset	26
6.3.1	Nestekiertoisissa lämmöntalteenottojärjestelmissä käytettyjen liuoksien ominaisuuksia	26
6.3.2	Vesi-etyleeniglykoliseoksen käyttö lämmönsiirrossa	27
7	Nestekiertoisen LTO:n ohjaus ja säätö	30
8	Lämpötilahyötysuhteen vaikutus nestekiertoisen lämmönsiirtimeen ominaisuuksiin	34

9	Nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän käyttöönoton haasteet	41
9.1	LVI-suunnittelijan näkökulma	41
9.2	LVI-valvojan näkökulma	42
9.3	Laitetoimittajan näkökulma	42
9.4	Putkiurakoitsijan näkökulma	43
9.5	Talotekniikka-asiantuntijan näkökulma	44
10	Yhteenveto	45
	Lähteet	47
	Liitteet	
	Liite 1. Ilman olosuhteet talviolosuhteissa Mollier-diagrammissa kuvattuna	
	Liite 2. Ilman olosuhteet kesäolosuhteissa Mollier-diagrammissa kuvattuna	
	Liite 3. Moodyn piirros	
	Liite 4. Pumpun valinta	
	Liite 5. Haastattelukysymykset	

Lyhenteet

LTO lämmöntalteenotto

SFP ilmastointikoneen ominaissähköteho (Specific Fan Power)

1 Johdanto

Tämän työn tavoitteena on perehtyä nestekiertoisten lämmöntalteenottojärjestelmien mitoituksessa sekä erityisesti käyttöön otossa huomioon otetaviin seikkoihin. Muita lämmönsiirtojärjestelmiä pidetään usein elinkaaritaloudellisesti kannattavampina kuin nestekiertoisia järjestelmiä. Nestekiertoiset lämmöntalteenottojärjestelmät antavat joustavuutta tulo- ja poistoilmakanavien sijoitteluun. Nestekiertoisessa lämmöntalteenottojärjestelmässä tulo- ja poistoilmakoneiden ei tarvitse sijaita päällekkäin, kuten pyörivällä tai ristivirtalämmönsiirtimellä varustetuissa ilmanvaihtokoneissa tarvitsee. Toinen nestekiertoisten järjestelmien tulevaisuuden puolesta puhuva seikka on niiden integroimismahdollisuus muihin systeemeihin, kuten aurinkokeräinpiiriin tai maalämpöpiiriin.

Tämä insinöörityö on tehty toimeksiantona Skanska Talonrakennus Oy:lle. Tämän työn tarkoituksena on saada urakoitsijalle tietoa nestekiertoisten lämmöntalteenottolaitteistojen toiminnasta ja erityisesti vastaanotosta sekä vastaanottoon liittyvistä ongelmista. Työssä käsitellään ilmanvaihtoa sen toimintavarmuuden näkökulmasta, käydään läpi nestekiertoisen lämmöntalteenottoratkaisun teoriaa sekä analysoidaan nestekiertoisen lämmöntalteenottoratkaisun vastaanottomenettelyyn liittyviä ongelmia ja epäkohtia. Nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmien mitoitus haasteiden ja vastaanoton näkökulmista työhön on haastateltu viittä eri tahoa: putkiurakoitsijaa, LVI-suunnittelijaa, LVI-valvojaa, laitetoimittajaa ja talotekniikka-asiantuntijaa.

2 Ilmanvaihdon energiatehokkuus

Ilmanvaihdon energiatehokkuus tulee toteuttaa siten, että se ei heikennä sisäilman terveellisyyttä tai viihtyvyyttä. Suunniteltaessa ja tarkasteltaessa energiatehokasta ilmastointijärjestelmää ovat käsitteet ilmanvaihtojärjestelmän ominaissähköteho ja lämmöntalteenoton vuosihyötysuhde tärkeitä. Lämpöä pyritään ottamaan talteen ilmanvaihdosta mahdollisimman paljon ja hyödyntämään sitä uudestaan.

Energiatehokkuuden yksi merkittävimmistä tekijöistä on sähkönkulutus, ja sähkön kulu- tusta pyritäänkin minimoimaan. Ilmanvaihtojärjestelmän ominaissähköteholuku eli SFP- luku, joka voidaan laskea yksittäiselle koneelle tai koko ilmanvaihtojärjestelmälle, auttaa hallitsemaan sähkönkäyttöä ilmanvaihtojärjestelmissä. Lisäksi ilmanvaihdossa lämpöä pyritään ottamaan talteen tehokkaasti järjestelmän lämmöntalteenottolaitteella. Läm- möntalteenoton ja sähkönkulutuksen minimoimisella pystytään vähentämään käyttökus- tannuksia ja siten saavuttamaan energiatehokas järjestelmä. [8.]

Termi ilmanvaihtokoneen energiatehokkuudesta voi johtaa harhaan väärin ymmärret- tynä. Rakennuksen ilmanvaihdon energiatehokkuus ei ole ainoastaan ilmastointikoneen ominaisuus, vaan siihen vaikuttaa muitakin tekijöitä. Ilmanvaihtokoneen ominaisuuksien lisäksi ilmanvaihdon energiatehokkuuteen vaikuttavat muun muassa seuraavat asiat:

- rakennuksen ylläpidon ja huollon taso
- rakennuksen suunnittelun taso
- rakentamisaikaisten asennuksien taso
- IV-asennuksissa käytettyjen komponenttien toimintavarmuus ja laatu.

Kaikki ylläolevat asiat vaikuttavat käytönaikaiseen energiatehokkuuden muodostumi- seen. Jos tiivistykset on tehty huonosti rakennusvaiheessa, kulkeutuu lämpöä ja kos- teutta ulos, jolloin lämmöntalteenottolaitteiston energiatehokkuus heikkenee. Myös tilan käyttäjän tai asukkaan tavat voivat vaikuttaa merkittävästi ilmanvaihdon energiatehok- kuuteen käytön aikana. Esimerkiksi lämmöntalteenoton toiminta voi tehostua, kun pois- toilman lämpötila nousee, esimerkiksi saunomisen yhteydessä. Poistoilman kosteutta li- sää esimerkiksi suihkussa käyntien määrä, joka vaikuttaa ilmakehän prosessiin ja

lämmöntalteenottoon. Energiatehokkuuteen vaikuttaa rakennuksen ylläpito ja ilmanvaihtojärjestelmän huolto ja ylläpito. Likaiset kanavat ja komponentit aiheuttavat ylimääräisiä häviöitä ja ongelmia järjestelmässä. [6, s. 20–21.]

2.1 Sisäilma ja ilmanvaihdon energiatehokkuus

Ilmanvaihdon tarkoituksena on luoda rakennuksen sisälle terveellinen ja viihtyisä sisäilma. Koneellisen ilmanvaihdon tärkeimmät tehtävät ovat rakennuksessa olevan vanhan ilman korvaaminen uudella ilmalla ja epäpuhtauksien poistaminen tuloilmasta. Samalla rakennuksen lämpöolot ovat hallittavissa [2, s. 1, 321]. Ilmanvaihdon energiatehokkuus rakennuksessa varmistetaan keinoilla, jotka ovat rakennuksen käytön kannalta tarkoituksenmukaisia, kuitenkin tinkimättä viihtyisästä ja terveellisestä sisäilmasta [8, s. 8–15].

2.2 SFP-luku

Yleensä rakennuksessa on ilmanvaihtokoneita useampia kuin yksi, jotta voidaan optimoida ilmanvaihto kullekin alueelle tarkoituksenmukaiseksi ja sopivaksi. SFP-luku on ominaissähköteho, ja se voidaan laskea koko ilmanvaihtojärjestelmälle tai yksittäin jokaiselle koneelle. Mikäli rakennuksen sisäilmatavoitteet edellyttävät poikkeavaa ilmastointia, voi energiatehokkuus olla heikompi. [8.]

Yksittäisen ilmanvaihtokoneen SFP-luku eli ominaissähköteho määritellään seuraavasti: ilmanvaihtokoneen puhaltimien yhteenlaskettu ottoteho (kW) sähköverkosta jaettuna koneen suuremmalla tulo- tai poistoilmavirralla [8, s. 8–15]. Ympäristöministeriön vuoden 2018 alussa voimaantulleessa asetuksessa uuden rakennuksen energiatehokkuudesta koneellisen tulo- ja poistoilmajärjestelmän SFP-luku saa olla enintään $1,8 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ [21].

Ilmanvaihtojärjestelmän sähkötehon arvo P sisältää kaikkien sähköä käyttävien ilmanvaihtojärjestelmän laitteiden sähkötehot yhteensä, mukaan lukien mahdollisen LTO-järjestelmän pumppu ja järjestelmän taajuusmuuttajat. IV-koneen ottama sähkötehon laskemiseen tarvitaan mitoitusvirtaama sekä lämmönsiirtimien, kanaviston, päätelaitteiden ja suodattimen painehäviöt.

Ilmanvaihtokoneen ominaissähköteho saadaan yhtälöstä 1.

$$SFP = \frac{P_{tulo} + P_{poisto}}{q_{max}} \quad (1)$$

SFP ilmanvaihtokoneen ominaissähköteho ($kW/m^3/s$)

P_{tulo} tuloilmapuhaltimen ottama sähköteho (kW)

P_{poisto} poistoilmapuhaltimen ottama sähköteho (kW)

q_{max} koneen tulo- tai poistoilmavirta (m^3/s).

Erillisen tulo- tai poistoilmakoneen tai erillisen puhaltimen ominaissähköteho saadaan yhtälöstä 2.

$$SFP = \frac{P}{q} \quad (2)$$

P puhaltimen ottama sähköteho (kW)

q puhaltimen tai koneen ilmavirta (m^3/s).

Ominaissähköteho kaikille rakennuksen puhaltimille yhteensä saadaan yhtälöstä 3.

$$SFP = \frac{\Sigma P}{q_{kok}} \quad (3)$$

ΣP kaikkien puhaltimien ottama sähköteho yhteensä (kW)

q_{kok} koko ilmanvaihtojärjestelmän mitoituspoistoilmavirrasta tai mitoitusulkoil-mavirrasta suurempi (m^3/s).

Puhaltimen ottama sähköteho (kW) saadaan yhtälöstä 4.

$$P = \frac{q_v \cdot \Delta p}{\eta_{kok}} \quad (4)$$

q_v	koneen tai puhaltimen ilmavirta (m^3/s)
Δp	puhaltimen tuottama painehäviö tai paineenkorotus (Pa)
η_{kok}	puhaltimen kokonaishyötysuhde.

[18, s. 78–91.]

2.3 Lämmöntalteenotto

Lämmöntalteenottolaitteiston tehokkuuteen ja toimintaan vaikuttavat ilman lämpötila ja kosteus. Erityisesti kylmissä olosuhteissa usein tarvitaan lisälämpöä lämmöntalteenottolaitteiston tueksi. Koska lämmöntarve on suurempi kuin lämmöntalteenottolaitteisto voi kattaa, tarvitaan lisäksi lämmityspatteri, joka toimiessaan kuluttaa energiaa. Ilmanvaihdon energiatehokkuus muodostuu useasta eri tekijästä ja on riippuvuussuhteessa moniin rakennuksen ominaisuuksiin. [6, s. 15–16.]

Poistoilman lämpösisällöstä voidaan ottaa iso osa talteen lämmönsiirtimien avulla. Mitä suurempi lämpötilaero vallitsee lämpöä luovuttavan ja lämpöä vastaanottavan virran välillä, sitä tehokkaampaa on lämmönsiirto siirtimessä.

Lämmöntalteenottolaitteistot ja lämmönsiirtimet voidaan jakaa kahteen ryhmään, rekuperatiivisiin ja regeneratiivisiin, niiden toimintaperiaatteen perusteella. Rekuperatiivinen lämmönsiirrin on kyseessä silloin, kun lämpö siirtyy ulkoilmaan poistoilmasta suoraan ilmavirtoja erottavan levyn lävitse. Rekuperatiiviset lämmönsiirtimet jaetaan vielä kahteen ryhmään: suoriin ja epäsuoriin siirtimiin. Regeneratiivinen lämmönsiirrin on lämpöä varastoiva lämmönsiirrin, jossa lämpöä siirtävä aine lämpenee ja jäähtyy vuorotellen. [2, s. 285–287.]

Rekuperatiivisia lämmönsiirtimiä on olemassa risti-, vasta- ja myötävirtasovelluksilla. Vastavirtaus on lämmönsiirron kannalta edullisin, koska myötävirtauksella ei pienemmästä keskimääräisestä lämpötilaerosta johtuen saavuteta yhtä tehokasta lämmönsiirtoa. [14.]

Nestekiertoinen järjestelmä on epäsuora rekuperatiivinen lämmönsiirrin, jossa lämpöä siirretään kapasiteettivirtojen välillä järjestelmässä kiertävän nesteen avulla. Nesteinä kiertopiirissä käytetään yleensä vesi-etyleeniglykoliseosta ja lämmönsiirtiminä käytetään yleensä lamellipattereita. Epäsuora rekuperatiivinen järjestelmä on myös lämpöputkipatteri eli ripaputkipatteri, jossa nesteputkien tilalla on lämpöputket. Lämpöputkissa kiertää vuoroin höyrystyvä ja lauhtuva kylmäaine.

Yleisin regeneratiivisista eli lämpöä varaavista lämmönsiirtimistä on pyörivällä kiekolla varusteltu siirrin, jossa lämpöä siirtävä massa lämpenee poistoilmavirrassa ja viilenee ulkoilmavirrassa. [2, s. 286–288.]

Ilmanvaihdosta talteen otettu energia saadaan yhtälöstä 5:

$$Q_{lto} = t_d t_v \rho_i c_{pi} q_{v,tulo} (T_{lto} - T_u) \Delta t / 1000 \quad (5)$$

Q_{lto} ilmanvaihdosta talteen otettu energia, (kWh)

t_d ilmanvaihtolaitoksen keskimääräinen vuorokautinen käyntiaikasuhde, (h/24h)

t_v ilmanvaihtolaitoksen viikoittainen käyntiaikasuhde, (vrk/7vrk)

ρ_i ilman tiheys, (1,2 kg/m³)

c_{pi} ilman ominaislämpökapasiteetti, (1000 J/(kgK))

$q_{v,tulo}$ tuloilmavirta, (m³/s)

T_{lto} lämmöntalteenottolaitteen jälkeinen lämpötila, (°C)

T_u ulkolämpötila, (°C)

Δt ajanjakson pituus, (h)

1000 kerroin, jolla suoritetaan laatumuutos kilowattitunneiksi. [13, s. 24.]

3 Laskentamenetelmät lämmöntalteenoton energiatehokkuudelle

Lämmöntalteenoton energiatehokkuudelle on olemassa eri tarkastelutapoja. Sen toimintaa voidaan kuvata eri parametreilla ja sen lämpötekniistä toimintaa voidaan tarkastella lämpötilan, entalpian ja kosteuden avulla [2, s. 285]. Jokaiselle parametrille on oma käyttötarkoitus, ja väärinkäytettynä ne voivat aiheuttaa suuria ongelmia [6, s. 21].

Tärkeimmät ilmanvaihdon energiatehokkuutta kuvaavat termit on esitetty luvuissa 3.1 ja 3.2. Luvussa 3.1 esitetään lämpötilasuhde, eli rekuperaatioaste, joka kuvaa lämmönsiirtimen energiatehokkuutta. Luvussa 3.2 esitetään lämmöntalteenoton vuosihyötysuhde ja lämpötilahyötysuhde. Kun tutkitaan tunnetun laitteiston toimintaa eri olosuhteissa tai verrataan keskenään eri LTO-laitteistoja, on hyödyllistä tietää luvuissa 3.1 ja 3.2 esiintyvät energiatehokkuustermit. Termit kuvaavat järjestelmän suhdetta teoreettiseen maksimiarvoon tunnetuilla arvoilla. [6, s. 22.]

Todellista hyötysuhdetta leikkaavat laitteistojen aiheuttamat painehäviöt. Sähkönkulutus kasvaa, kun tehotarve puhaltimissa nousee. Sähkön hinta on korkea ja sähkön kulutus heikentää rakennuksen energiatehokkuuden tunnuslukuja. Sähkön kulutusta pyritään leikkaamaan, ja määritettäessä lämmöntalteenottolaitteistoja sähkönkulutuksen leikkauksilla on suuri merkitys.



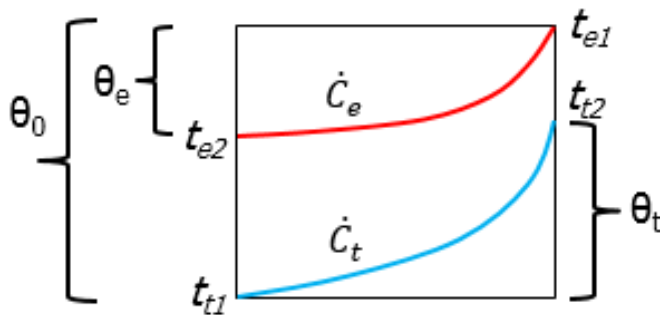
Kuva 1. LTO-laitteisto yleisesti [15].

Kuvassa 1 on kuvattu yleisesti lämmöntalteenottolaitteisto. Alaindeksillä u viitataan tulo- ja ulkoilmavirtaan ennen LTO:ta ja alaindeksillä lto viitataan LTO:n jälkeiseen tuloilmavirtaan. Alaindeksillä p tarkoitetaan poistoilmavirtaa ennen LTO:ta ja alaindeksillä j tarkoitetaan jäteilmaa LTO:n jälkeen. LTO:n oikealla puolella esiintyvät termit kuvaavat sisätilaolosuhteita ja vasemmalla puolella ulkotilaolosuhteita.

3.1 Rekuperaatioaste

$$\varepsilon = \frac{\theta_t}{\theta_0} = \frac{\text{pienemmän lämpökapasiteettivirran lämpötilamuutos}}{\text{alkulämpötilojen ero}} \quad (6)$$

Lämpötilasuhde, eli rekuperaatioaste, kuvaa lämmönsiirtimen energiatehokkuutta. Rekuperaatioastetta kuvataan termillä ε , ja se kuvaa, kuinka lähellä teoreettista maksimiarvoa järjestelmä toimii. Yleisesti lämmöntalteenottolaitteen lämpötilasuhde ε määritellään pienemmän lämpökapasiteettivirran lämpötilamuutoksen suhteen alkulämpötilojen eroon. Regeneratiivisille lämmönsiirtimille voidaan määrittää myös kosteussuhde η_x ja entalpiasuhde η_h . Kuvasta 2 voidaan todeta, että tulevien virtojen lämpötilaero θ_0 on suurin lämpötilaero, joka esiintyy lämmönsiirtimessä. Rekuperaatioaste määritetään kaavalla 6, ja siinä esiintyvät termit on kuvattu alla olevassa kuvassa 2. [14.]



Kuva 2. Lämpötilaerojen havainnollistaminen [14].

3.2 Lämmöntalteenottojärjestelmän hyötysuhde

Lämmöntalteenoton vuosihyötysuhde kuvaa lämmöntalteenottojärjestelmän toimintaa vuositasolla, kun lämpötilahyötysuhde kuvaa lämmöntalteenoton hetkellistä toimintatehokkuutta. Lämpötilahyötysuhteet riippuvat rakennuksen ominaisuuksista ja olosuhteista. Tämä tulee ottaa huomioon, jos lämpötilahyötysuhteita käytetään vertailtaessa eri rakennusten laitteistoja.

Hyötysuhteita tarkastellessa tulee muistaa, että hyötysuhteen mittausarvot vaihtelevat laitekohtaisella tasolla tilanteesta toiseen ilmavirta- ja lämpötilamuutosten, sekä kondensoitumisen ja jäätymisen vuoksi. On hyvä myös ottaa huomioon, että laitevalmistajien

ilmoittamat arvot on saatu mittaustilanteessa, joka ei välttämättä täysin vastaa todellisia olosuhteita. [6, s. 21–22.]

Uusi ekosuunnitteluasetus asettaa vuoden 2018 alusta alkaen minimivaatimuksia ilmanvaihtokoneiden lämmöntalteenoton lämpötilahyötysuhteelle sekä koneiden sähkönkulutukselle. Nestekiertoisilta lämmöntalteenottojärjestelmiltä on vaadittu vuoden 2016 alusta lähtien vähintään 63 %:n lämpötilahyötysuhdetta, kun vuoden 2018 alusta alkaen vaatimus nousee 68 %:iin. Muilla lämmöntalteenottojärjestelmillä lämpötilahyötysuhdevaatimus on ollut vuoden 2016 alusta 67 %, ja vuoden 2018 alusta lähtien se on 73 %. [20, s. 13.]

3.2.1 Vuosihyötysuhde

Ilmanvaihdon vuosihyötysuhteella tarkoitetaan laskennallista arvoa koko rakennuksen ilmanvaihdolle. Ympäristöministeriön monisteessa 122 määritellään rakennuksen ilmanvaihdon lämmöntalteenoton vuosihyötysuhde kaikkien lämmöntalteenottovaatimusten piiriin kuuluvien poistoilmavirtojen mukana rakennuksesta poistuvan lämpöenergian Q_{iv} ja talteen otetun lämpöenergian Q_{LTO} suhteena seuraavasti:

$$\eta_a = \frac{Q_{LTO}}{Q_{iv}} \quad (7)$$

Q_{LTO} lämmityskaudella poistoilmasta talteen otettu lämpöenergia, kWh

Q_{iv} poistoilmavirtojen mukana rakennuksesta poiskulkeutuva lämpöenergia, kWh . [7, s. 24.]

Ilmanvaihdon lämmityksen vaatima energia ilman lämmöntalteenottoa lasketaan Suomen Rakentamismääräyskokoelman osan D2 mukaisesti seuraavasti:

$$Q_{iv} = c_{p,i} * q_{m,tulo} * \sum (t_s - t_u) * \Delta\tau \quad (8)$$

Termi $\sum (t_s - t_u) * \Delta\tau$ ylläolevassa yhtälössä vastaa sisäilman ja ulkoilman lämpötilan välistä lämmöntarvelukua lämmityskaudella. [7, s. 18.]

$$Q_{LTO,i} = c_p * \rho * q_{p,i} * \sum (t_s - t_j) * \Delta\tau \quad (9)$$

Termi $\sum(t_s - t_j) * \Delta\tau$ ylläolevassa yhtälössä vastaa sisäilman ja jäteilman lämpötilan välistä lämmöntarvelukua lämmityskaudella. [7, s. 20.]

Laskettaessa hyötysuhdetta sisälämpötilan arvoa 21 °C voidaan käyttää yleensä koko rakennukselle. Tarvittaessa voidaan laskea painotettu sisälämpötila poistoilmamääriin tai pinta-aloihin perustuen. Sisälämpötilan hallitsemiseksi lämpimällä säällä lämmöntalteenoton hyötysuhdetta pienennetään. Ulkoilman saavuttaessa lämpötilan 16–19 °C pysäytetään lämmöntalteenoton toiminta, jottei rakennus lämpenisi hallitsemattomasti.

Kylmissä olosuhteissa lämmöntalteenoton hyötysuhdetta leikataan, jotta estetään jäteilman lämpötilan liiallinen laskeminen ja näin ollen laitteiston jäätyminen. Asuinrakennuksissa jäätyminenestön ohjeellinen asetusarvo jäteilman lämpötilalle on +5 °C. Toimistorakennuksissa asetusarvo voi olla matalampi, koska poistoilma on kuivempaa eikä aiheuta niin suurta jäätymisvaaraa. [6, s. 23.]

3.2.2 Lämpötilahyötysuhde

Tuloilman lämpötilahyötysuhde ja poistoilman lämpötilahyötysuhde kuvastavat ilmanvaihdon LTO-laitteen kykyä ottaa lämpöä talteen poistoilmasta ja siirtää sitä tuloilmaan. Lämpötilahyötysuhteet voidaan määrittää erikseen poistoilmalle ja tuloilmalle.

Tuloilman lämpötilahyötysuhde voidaan laskea yhtälöstä 10.

$$\eta_t = \frac{(t_{lto} - t_u)}{(t_p - t_u)} \quad (10)$$

t_{lto} tuloilman lämpötila LTO:n jälkeen, (°C)

t_u ulkoilman lämpötila, (°C)

t_p sisäilman lämpötila, (°C).

Poistoilman lämpötilahyötysuhde voidaan laskea yhtälöstä 11.

$$\eta_p = \frac{(t_p - t_j)}{(t_p - t_u)} \quad (11)$$

t_j jäteilman lämpötila LTO:n jälkeen, (°C)

t_u ulkoilman lämpötila, (°C)

t_p sisäilman lämpötila, (°C).

Tuloilman lämpötilahyötysuhdetta tarvitaan, jos tuloilman lämpötilaa rajoitetaan lämmityskaudella lämmöntalteenottoa heikentämällä. Poistoilman lämpötilahyötysuhdetta tarvitaan, kun lasketaan jäätymisenestoon tarvittavaa lämpötilahyötysuhteen säätämistä poistopuolella. Nestekiertoisessa LTO-järjestelmässä laskenta suositellaan tehtäväksi poistoilman lämpötilahyötysuhteen avulla, koska kyseisessä järjestelmässä tulo- ja poistoilmavirtapareja ei välttämättä ole löydettävissä. [7, s. 14.]

3.3 Konduktanssi

Konduktanssi G on lämmönsiirtimen kokoa kuvaava suure. Konduktanssi voidaan määritellä lämmönsiirtimen tehon ja lämmönsiirtimen logaritmisen lämpötilaeron avulla.

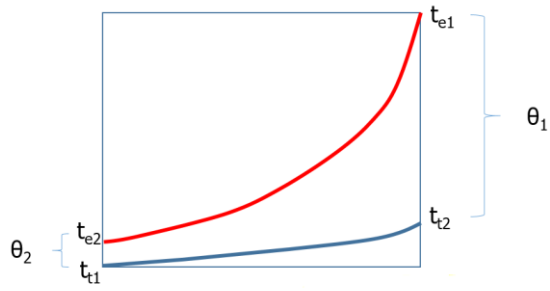
Konduktanssin voi laskea yhtälöllä 12.

$$G = \frac{\Phi}{\theta_{ln}} \quad (12)$$

Φ lämmönsiirtimen teho, (kW)

θ_{ln} lämmönsiirtimen logaritminen lämpötilaero, (K). [14.]

Kaavassa esiintyvä logaritminen lämpötilaero kuvaa nestevirtojen lämpötilamuutoksien suhdetta, ja se on suoraan verrannollinen lämmönsiirtimen läpi siirtyvään lämpövirtaan. [6, s. 39.]



Kuva 3. Vastavirtalämmönsiirtimen lämpötilojen esitys.

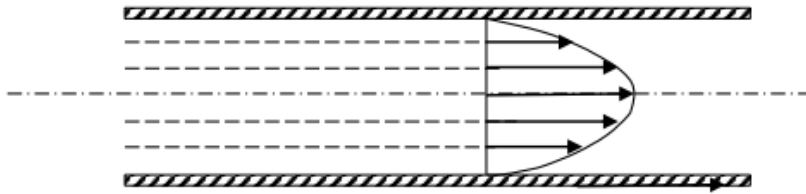
Logaritmisen lämpötilaeron voi laskea yhtälöllä 13 kuvan 3 mukaisin merkinnöin.

$$\theta_{ln} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (13)$$

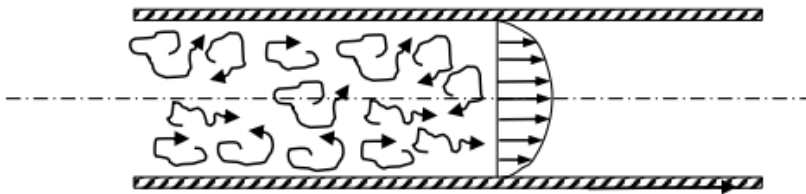
[14.]

4 Putkiston painehäviöt

Putkistossa virtaava neste aiheuttaa aina painehäviöitä. Putkivirtaukset jaetaan laminaariseen ja turbulenttiseen virtaukseen. Laminaarinen virtaus on pyörteetön virtaus, jonka nopeusprofiili on paraabeli. Laminaarisessa virtauksessa virtauspartikkelit eivät törmäile toisiinsa, ja virtaus on virtaviivaista putken pituusakselin suuntaisesti. Turbulenttinen virtaus on vastaavasti pyörteellinen virtaus. Turbulenttisen virtauksen nopeusprofiili on pyörteinen, ja virtauselementit liikkuvat päävirtaussuuntaan sattumanvaraisesti.



Kuva 4. Laminaarinen virtaus [12].



Kuva 5. Turbulenttinen virtaus [12].

Reynoldsin luku osoittaa virtauselementtiin vaikuttavien viskositeetti- ja hitausvoimien suhteen. Laskemalla Reynoldsin luku voidaan todentaa, onko virtaus laminaarinen vai turbulenttinen. Virtaus on laminaarista, kun Reynoldsin luku on $Re < 2320$, ja turbulenttista, kun Reynoldsin luku on $Re > 3000$. Siirtymäalueella $2320 < Re < 3000$ virtaus muuttuu laminaarisesta turbulenttiseksi. Putkivirtauksen Reynoldsin luku voidaan laskea yhtälöllä 14.

$$Re = \frac{d_h \cdot v}{\nu} \quad (14)$$

d_h hydraulinen halkaisija tai sisähalkaisija pyöreälle putkelle, m

v keskimääräinen virtausnopeus, (m/s)

ν kinemaattinen viskositeetti, (m²/s). [12.]

Reynoldsin luvun suuruus vaikuttaa painehäviöihin ja konvektiiviseen lämmönsiirtoon. Jotta saavutetaan parempi konvektiivinen lämmönsiirto, pyritään virtaus lämmönsiirtimissä pitämään aina turbulenttisenä. [6, s. 20.]

Painehäviö kanavistossa tai putkistossa kasvaa nopeuden suhteen toisessa potenssissa. Vaadittu paineennosto ja pakotettu konvektio putkistossa saadaan aikaan pumpuilla ja kanavistossa puhaltimilla. Painehäviöt putkistossa koostuvat kitkapainehäviöistä ja kertavastushäviöistä. Kitkavastukset eli virtausvastushäviöt koostuvat virtaavan aineen viskositeetista eli virtaavan aineen sisäisestä kitkasta ja virtaavan aineen ja putken seinämän välisestä kitkasta. Kertavastushäviöt koostuvat virtauksen suunnan muutoksista, haarakohdista ja putkistokomponenteista. Putken kokonaispainehäviö voidaan laskea yhtälöllä 15.

$$\Delta p = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\zeta} \quad (15)$$

Δp_{λ} kitkavastusten aiheuttama painehäviö, Pa

Δp_{ζ} kertavastusten aiheuttamat häviöt, Pa. [12.]

4.1 Kitka- eli virtausvastushäviöt

Kitkavastushäviöiden aiheuttama painehäviö putkessa tai kanavassa saadaan yhtälöstä 16.

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda * \frac{l}{d_s} * \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (16)$$

λ kitkavastuskerroin

l pituus, m

d_s sisähalkaisija tai hydraulinen halkaisija, m

ρ virtaavan aineen tiheys, kg/m^3

v keskimääräinen virtausnopeus, m/s .

Kitkavastuskerroin riippuu putken suhteellisesta karheudesta ja virtauslajista, ja sitä pitääkin tarkastella eri tavoilla riippuen virtaustyyppistä. Laminaarisessa virtauksessa putken tai kanavan sisäpinnan karheudella ei ole merkitystä. Kitkavastuskerroin laminaariselle virtaukselle saadaan seuraavasta yhtälöstä 17.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (17)$$

Turbulenttisessa virtauksessa kitkavastuskerroin riippuu Reynoldsin luvun lisäksi putken tai kanavan sisäpinnan karheudesta k . Putket tai kanavat voidaan karheuden mukaan jakaa hydraulisesti sileisiin, hydraulisesti karheisiin ja hydraulisesti edellisten välillä oleviin putkiin ja kanaviin. Putken tai kanavan karheustyyppin voi selvittää yhtälöiden 18, 19 ja 20 mukaan.

Hydraulisesti sileä putki tai kanava voidaan laskea yhtälöllä 18.

$$Re * \frac{k}{d_s} < 65 \quad (18)$$

Hydraulisesti karhea putki tai kanava voidaan laskea yhtälöllä 19.

$$Re * \frac{k}{d_s} > 1300 \quad (19)$$

Hydraulisesti edellisten välillä oleva putki tai kanava voidaan laskea yhtälöllä 20.

$$65 < Re * \frac{k}{d_s} > 1300 \quad (20)$$

Riippuvuuksien monimutkaisuuden vuoksi kaikille karheustyypeille käytetään eri laskuyhtälöitä kitkavastuskerrointa laskettaessa. Hydraulisesti sileiden putkien tai kanavien laskuyhtälöitä ovat yhtälöt 21, 22 ja 23.

Blasius ($2320 < Re < 10^5$)

$$\lambda = 0,3164 * Re^{-0,25} \quad (21)$$

Nikuradse ($10^5 < Re < 10^6$)

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 * Re^{-0,237} \quad (22)$$

Prandtl-Karman ($Re > 10^6$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 * \lg \frac{Re * \sqrt{\lambda}}{2,51} \quad (23)$$

Kun karheus on sileän ja karhean välillä, käytetään yhtälöä 24.

Prandtl-Colebrook ($65 < Re * \frac{k}{d_s} < 1300$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * \lg \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\frac{k}{d}}{3,71} \right] \quad (24)$$

Hydraulisesti karheiden putkien ja kanavien kitkavastuskerroin lasketaan yhtälöillä 25 ja 26.

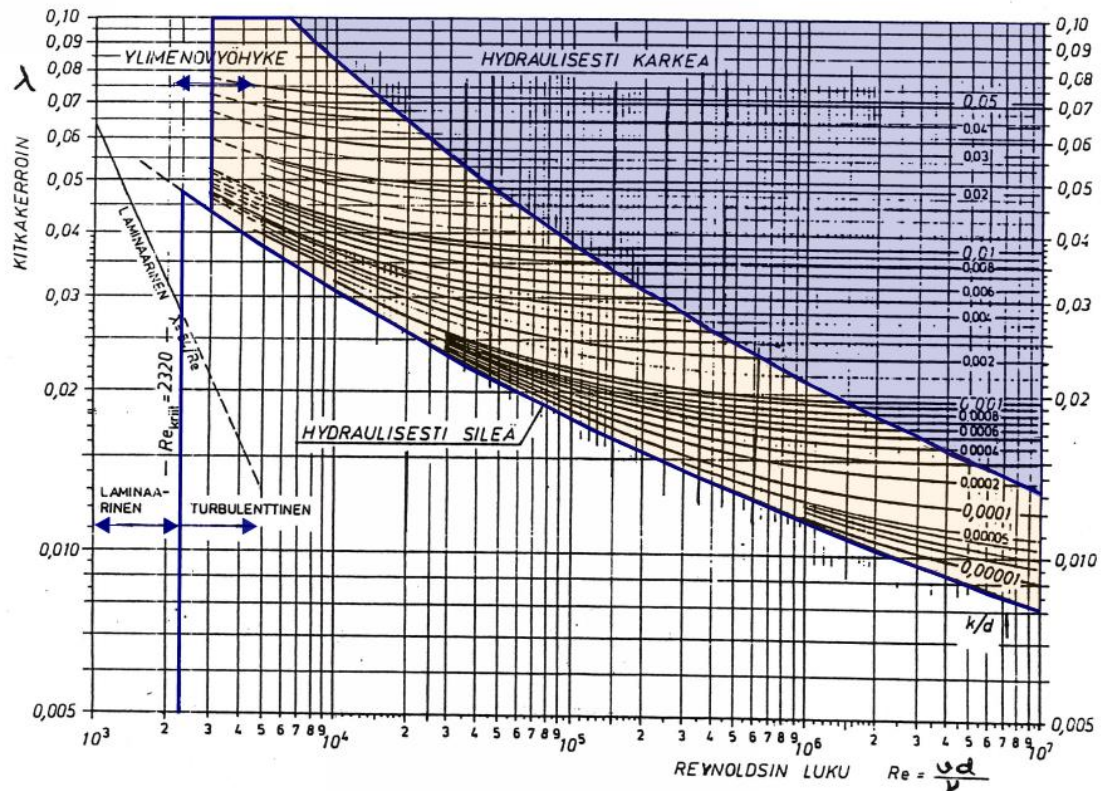
Nikuradse

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 * \lg \frac{3,71}{\frac{k}{d}} \quad (25)$$

Moody

$$\lambda = 0,0055 + 0,15 * \left(\frac{k}{d}\right)^{0,333} \quad (26)$$

Kitkavastuskerroin voidaan määritellä laskuyhtälöiden sijaan myös Moodyn diagrammista. [12.] Kuvassa 6 on esitetty eri karheusalueet Moodyn diagrammiin kuvattuna.



Kuva 6. Moodyn diagrammi Valkeapään aineistosta [12].

4.2 Kertavastushäviöt

Kitkavastushäviöiden lisäksi putkistossa tai kanavistossa esiintyy painehäviöitä putkistoon ja kanavistoon liitettyjen osien ja liitosten johdosta. Muutoksia voi tapahtua virtauksen suunnassa, virtauspoikkipinnan koossa ja tilavuusvirrassa. Näitä muutoksia putkistossa tai kanavistossa voivat olla putki- ja kanavakäyrät, supistus- ja laajennusosat, t-kappaleet sekä erilaiset putkistovarusteet ja laitteet.

Kertavastushäviöiden aiheuttama painehäviö putkessa tai kanavassa saadaan yhtälöstä 27.

$$\Delta p_{\xi} = \xi * p_d = \xi * \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (27)$$

ξ kertavastuskerroin

p_d dynaaminen paine, Pa

ρ virtaavan aineen tiheys, kg/m^3

v virtausnopeus, m/s .

Yhtälössä 27 esiintyvä termi ξ on kertavastuskerroin eli luku, joka saadaan kirjallisuudesta. Saman putki- tai kanavaosuuden kertavastukset voidaan laskea yhteen, jolloin kyseisen putki- tai kanavaosuuden kertavastusten aiheuttama painehäviö saadaan yhtälöstä:

$$\Delta p_\xi = \sum \xi * p_d = \sum \xi * \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (28)$$

jossa $\sum \xi$ on kertavastuskertoimien summa tarkasteltavalla putki- tai kanavaosuudella.
[12.]

5 Pumppujen toimintaperiaate

Pumppuja käytetään siirtämään erilaisia nesteitä paikasta toiseen. Pumppujen tarkoituksena on lisätä niiden kautta virtaavan nesteen kokonaisenergiaa massayksikköä kohden. Tällä tarkoitetaan pumpun kykyä kierrättää nestettä suljetussa verkossa, siirtää nestettä suurempaan loppupaineeseen pienemmästä alkupaineesta tai kykyä nostaa neste ylemmälle sijaintikorkeudelle alemmalta sijaintikorkeudelta. Fysikaalis-mekaanisesta toimintatavasta riippuen pumput voidaan jakaa kahteen pääryhmään:

- kineettiset eli dynaamiset pumput (esimerkiksi keskipakopumppu)
- syrjäytyspumput (esimerkiksi mäntäpumppu).

Yleisimmin LVI-järjestelmissä käytetty pumpputyyppe on keskipakopumppu. [12.]

Energianlisäys, jonka pumppu saa aikaan, vaatii mekaanista energiaa eli ulkoa tuotua työtä. Usein energian aikaansaamiseksi käytetään sähkömoottoria. Moottorin akselilta energia välitetään pumpun akselille, josta mekaaninen energia edelleen siirtyy pumpussa nesteen mekaaniseksi energiaksi. Tämä ilmenee pumpun yli vaikuttavana paine-erona. Toisin sanoen pumpun poistupuolen paine on imupuolen painetta suurempi. [12.]

Hydraulinen teho eli teoreettinen pumpun tehontarve saadaan paineenkorotuksen ja tilavuusvirran tulosta. Pumpun teoreettinen tehontarve saadaan yhtälöstä 29.

$$P_h = \Delta p * q_v \quad (29)$$

P_h teoreettinen pumpun tehontarve (kW)

Δp paineenkorotus (kPa)

q_v tilavuusvirta (m^3/s).

Todellisen pumpun akselitehontarve on suurempi kuin teoreettinen eli hydraulinen tehontarve, koska todellisen pumpun akselitehontarpeessa otetaan huomioon virtaus-, kitka- ja vuotohäviöt. Todellisen pumpun akselitehontarve saadaan yhtälöstä 30.

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_p} = \frac{\Delta p \cdot q_v}{\eta_p} \quad (30)$$

P_a pumpun akselitehontarve (kW)

P_h teoreettinen pumpun tehontarve (kW)

Δp paineenkorotus (kPa)

q_v tilavuusvirta (m^3/s)

η_p pumpun hyötysuhde.

Pumpun hyötysuhde η_p on pumppuvalmistajan mittaama ja ilmoittama. Painehäviöt pumpun sisällä muodostuvat hydraulisista ja mekaanisista häviöistä. Hydraulisia häviöitä ovat kitkahäviöt, jotka aiheutuvat aineen virratessa siipisolissa, vuotohäviöt painepuolelta imupuolelle sekä kitka- ja sekoitushäviöt kierukkapesässä. Mekaanisia häviöitä ovat kitkahäviöt laakereissa ja tiivisteissä.

Pumpun kokonaishyötysuhteella tarkoitetaan suhdetta nesteeseen siirretyn tehon ja sähköverkosta otetun tehon välillä. Sähkömoottorin häviöt eivät sisälly pumpun kokonaishyötysuhteeseen. Pumpun kokonaishyötysuhde saadaan yhtälöstä 31.

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_m \quad (31)$$

η pumpun kokonaishyötysuhde

η_p pumpun hyötysuhde

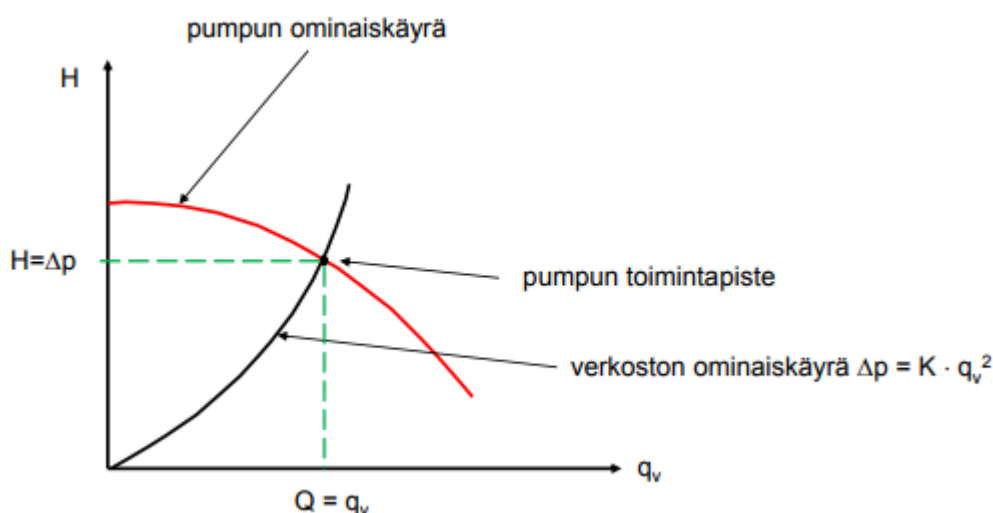
η_m pumpun sähkömoottorin hyötysuhde. [12.]

5.1 Pumpun ominaiskäyrät

Pumpun QH-ominaiskäyrällä eli tilavuusvirta-nostokorkeuskäyrällä tarkoitetaan pumpun nostokorkeuden H riippuvuutta tilavuusvirrasta Q tietyllä pyörimisnopeudella n ja juoksupyörän halkaisijalla d . Putkiverkoston painehäviökäyrä eli verkoston ominaiskäyrä on turbulenttisessa virtauksessa paraabelin muotoinen, ja sen yhtälö on

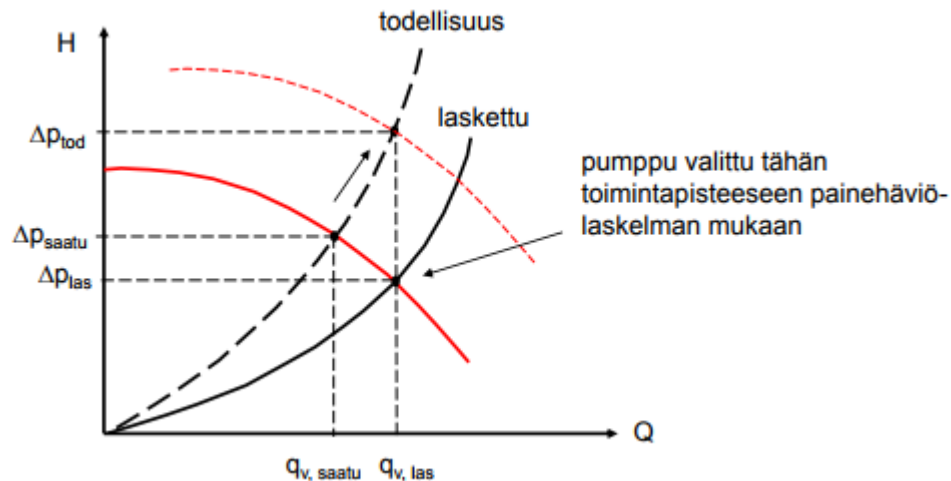
$$\Delta p = K * q_v^2 \quad (34)$$

Kuvassa 7 on esitetty pumpun toimintapiste (H, Q) , joka löytyy verkoston ominaiskäyrän ja pumpun ominaiskäyrän leikkauspisteestä.



Kuva 7. Pumpun toimintapiste verkoston ja pumpun ominaiskäyrän leikkauspisteessä.

Jokaisella pumpulla on piste η_{max} , jossa pumppu toimii parhaalla hyötysuhteella. Pumpun valinnassa pyritään maksimoimaan hyötysuhde siten, että pumpun toimintapiste sijaitsee mahdollisimman lähellä hyötysuhteen maksimiarvoa. Suurin painehäviö ja vaadittava maksimivirtaama ovat perusteita pumppukoon valinnalle. Liitteessä 4 on esitelty pumpun valinta. Putkiverkoston painehäviölaskennassa voi tapahtua virheitä, jotka aiheuttavat ongelmia pumpun toimintapisteen määrittämisessä. Kuvassa 8 on esitelty tapaus, jossa verkoston virtausvastukset on laskettu liian pieniksi, jonka seurauksena pumpun toimipiste on arvioitu väärin. [12.]



Kuva 8. Verkoston virtausvastukset on laskettu liian pieniksi [12].

5.2 Affiniteettisäännöt

Pumpun tuottoa voidaan muuttaa säätämällä sen pyörimisnopeutta. Pumpun alkuperäinen toimintapiste siirtyy uuteen toimintapisteeseen niin sanottua affiniteettiparaabelia pitkin, kun pumpun juoksupyörä pysyy muuttumattomana. Affiniteettisääntöjen avulla saadaan uudet toiminta-arvot. Yhtälöstä 35 voidaan todeta, että tilavuusvirta on suoraan verrannollinen pumpun pyörimisnopeuteen.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (35)$$

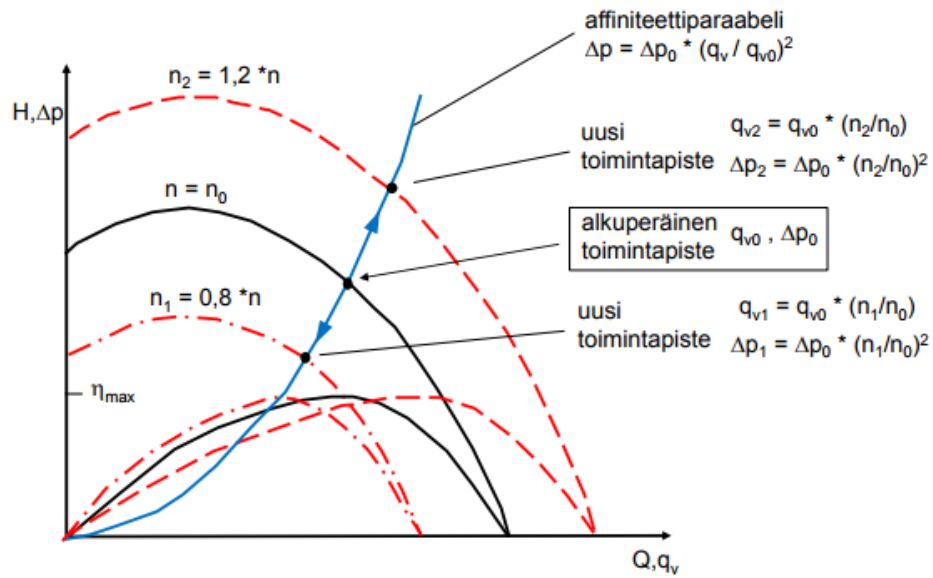
Nostokorkeus eli pumpun kokonaispaine kasvaa verrannollisena pyörimisnopeuden neliöön. Tämä havainnollistetaan yhtälössä 36.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (36)$$

Yhtälössä 37 näkyy, että pumpun hydraulinen teho on verrannollinen pyörimisnopeuden kolmanteen potenssiin.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (37)$$

Affiniteettisäännöt pätevät, kun staattinen nostokorkeus on nolla eli kun kyse on suljetusta verkosta. Tällöin verkoston ominaiskäyrä kulkee origon kautta. Kuvassa 9 on esitetty pumpun kierrosnopeuden muutos suljetussa kiertopiirissä.



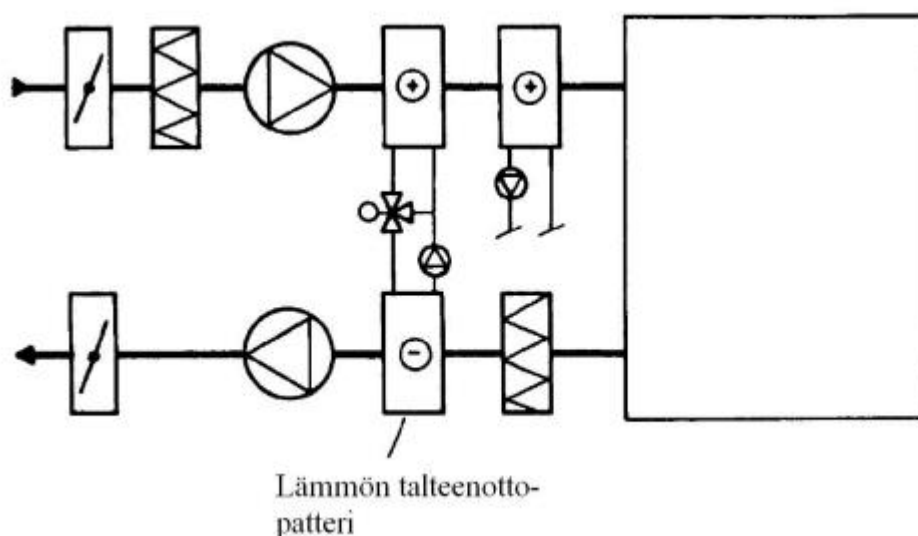
Kuva 9. Pumpun kierrosnopeuden muutos suljetussa kiertopiirissä [12].

6 Nestekiertoinen lämmöntalteenottojärjestelmä

Nestekiertoisessa lämmöntalteenottojärjestelmässä lämpöä siirretään poistoilmasta tuloilmaan lämmönsiirtimissä kulkevan nesteen avulla. Kuvassa 10 on esitetty nestekiertoisen LTO-järjestelmän kytkentäkaavio. Poistoilmapuolella olevassa patterissa kiertävä neste ottaa talteen lämpöä jäteilmasta, minkä jälkeen neste kulkeutuu tuloilmapuolella olevaan patteriin, jossa se luovuttaa lämpöä tuloilmaan [3, s. 5]. Lämmöntalteenottopatteripiirissä kiertävänä nesteenä käytetään yleensä 30–40 prosentista vesi-etyleeniglykoliseosta. [2, s. 287.]

Hyötyinä välillisessä lämmöntalteenottojärjestelmässä ovat ilmavirtojen sekoittumattomuus ja paloturvallisuus. Patterien ei myöskään tarvitse sijaita nestekiertoisessa järjestelmässä lähekkäin toisiaan, eikä järjestelmä tarvitse paljon tilaa, jolloin se sopii erinomaisesti korjausrakentamiseen tai kohteisiin, joissa tuloilma- ja poistoilmakanavat sijaitsevat erillään.

Nestekiertoinen lämmöntalteenottojärjestelmä sisältää kuluvia osia, ja siihen kuuluu kohdallaisen kalliit putkistot ja patterit verrattuna muihin lämmöntalteenottojärjestelmiin. Huonoina puolina voidaan myös mainita huurtumisvaara, huono lämpötilasuhde sekä sähkönkulutus pumppauksessa. Nestekiertoisessa järjestelmässä lämpötilasuhde yltää vain 40–60 prosenttiin, kun muissa järjestelmissä lämpöä saadaan talteen parhaimmillaan 70–90 prosenttia. [5, s. 4–5.]

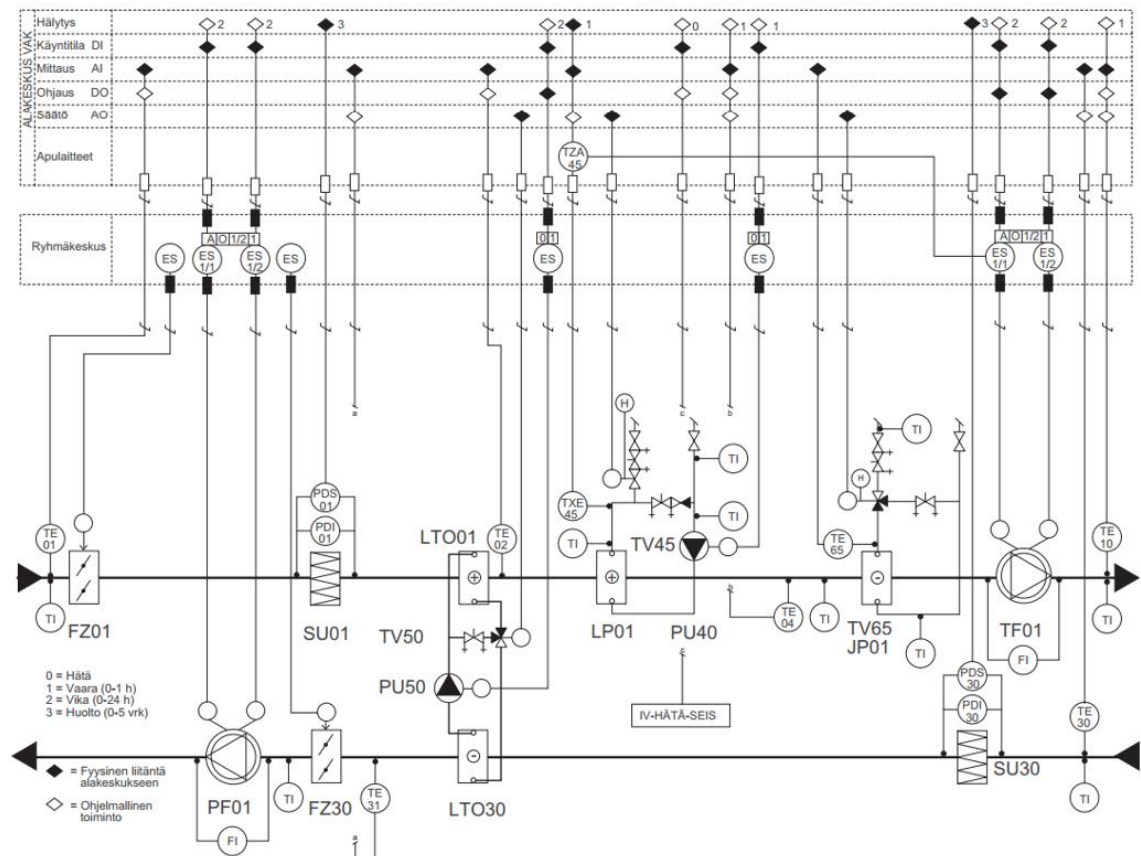


Kuva 10. Nestekiertoinen epäsuora lämmöntalteenottojärjestelmä [2, s. 287].

6.1 Toimintaperiaate

Kuvassa 11 on kaavio nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmällä varustetun IV-koneen toiminnasta. Järjestelmässä otetaan lämpö talteen vesi-glykoliliuoksesta. Poistoilma kulkee kuvassa alempana olevan patterin läpi luovuttaen lämpöä vesi-glykoliliuokseen. Lämmennyt vesi-glykoliliuos kiertää lämmöntalteenottopatteriin säätöventtiiliin TV50 kautta. Tuloilmapatterissa liuos lämmittää tuloilmaa. Lämmöntalteenoton säätöventtiili TV50 ja ulkopellit ovat kiinni, kun puhallin ei käy.

Pellit FZ01 ja FZ30 ovat auki puhaltimen käydessä, ja kanava-anturin TE02 mukaan säädetään tuloilman lämpötilaa. Lämpöä tarvitaan lisää, mikäli kanavassa virtaavan ilman lämpötila on laskenut alle asetusarvon. Ensimmäisenä lämmöntalteenoton säätöventtiili TV50 avataan täysin auki. Mikäli se ei riitä, alkaa lämmityspatterin TV45 säätöventtiili avautua, jolloin lämmitysenergiaa otetaan käyttöön lämpökeskuksesta, ja lämpöenergiaa saadaan riittävästi, kun laitoksen mitoitus on tehty oikein. [1, s. 67.]



Kuva 11. IV-koneen kaavio nestekiertoisella LTO:lla [1, s. 68].

6.2 Lämmön siirtyminen

Kun kuuma objekti sijoitetaan kylmään ympäristöön, se viilenee; objekti menettää sisäistä energiaa samalla, kun ympäristön sisäinen energia lisääntyy. Tätä vuorovaikutusta kutsutaan lämmönsiirtymiseksi objektista ympäröivään tilaan. Lämmönsiirrossa tarvitaan termodynamiikan ensimmäistä ja toista pääsääntöä. Ensimmäinen pääsääntö, eli energian säilymisen laki kertoo, että systeemiin tehdyn työn ja siihen tuodun lämpöenergian summa on yhtä suuri kuin systeemin sisäenergian muutos. Toinen pääsääntö voidaan ilmaista eri tavoilla: lämpöenergia siirtyy aina itsestään korkeammasta lämpötilasta matalampaan, systeemin entropia eli epäjärjestys kasvaa ja kaikki termodynaamiset prosessit suuntautuvat kohti tasapainoa.

Lämpöä voi siirtyä kolmella eri tavalla: johtumalla, säteilemällä ja konvektiolla. Lämmön johtuminen eli konduktio on energian siirtoa, joka tapahtuu molekyylien keskinäisten törmäysten välityksellä ilman, että ainetta siirtyy. Lämpö siirtyy aineen sisällä tai kosketuksessa olevien kappaleiden välillä. Lämmönsiirtymiseen tarvitaan aina lämpötilaero. Lämpötilaero on lämpöenergiaa siirtävä niin sanottu voima. Lämpötilaerot pyrkivät tasoittumaan. [9, s. 3–24.]

6.3 Nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän liuokset

6.3.1 Nestekiertoisissa lämmöntalteenottojärjestelmissä käytettyjen liuoksien ominaisuuksia

Tärkeimpiä lämmöntalteenoton energiatehokkuuteen vaikuttavia lämmönsiirtonesteen ominaisuuksia ovat viskositeetti, ominaislämpökapasiteetti ja lämmönjohtavuus. Nestekiertoisien järjestelmien kiertonesteitä on olemassa eri vaihtoehtoja, joista yksikään ei ole ehdottomasti paras vaihtoehto. Yleinen nestekiertoisessa järjestelmässä käytetty liuos on etyleeniglykolin ja veden seos. Propyleeniglykolia käytetään tapauksissa, joissa on mahdollista, että aine joutuu kosketuksiin juomaveden tai elintarvikkeiden kanssa. Myös betaiinista, kaliumista ja etanolista valmistettavia liuoksia käytetään lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmissä [6, s. 40]. Taulukossa 1 on esitetty eri lämmönsiirtonesteiden ominaisuuksia.

Taulukko 1. Lämmönsiirtonesteiden ominaisuuksia –15 °C:ssa [10, s. 33].

Ominaisuus	Betaiini (40–45 p%)	Etanoli (35p%)	Etyleeniglykoli (41 p%)	Kaliumformiaatti (34 p%)	Propyleeniglykoli (44 p%)
Tiheys [kg/m ³] (-15 °C)	1097	966	1068	1232	1051
Lämmönjohtavuus [W/mK] (-15 °C)	0,37	0,37	0,39	0,51	0,37
Ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK] (-15 °C)	2,99	4,00	3,34	2,96	3,63
Kinemaattinen viskositeetti [mm ² /s] (-15 °C)	19,7	19,1	11,65	3,41	42,6
Sekoittuvuus veteen	täysin liukeneva	täysin liukeneva	täysin liuke- neva	täysin liukeneva	täysin liukeneva
Haitallisuus (ihmiselle/ympäristölle)	ei haitallinen	ei haitallinen	haitallinen	ei haitallinen	ei haitallinen

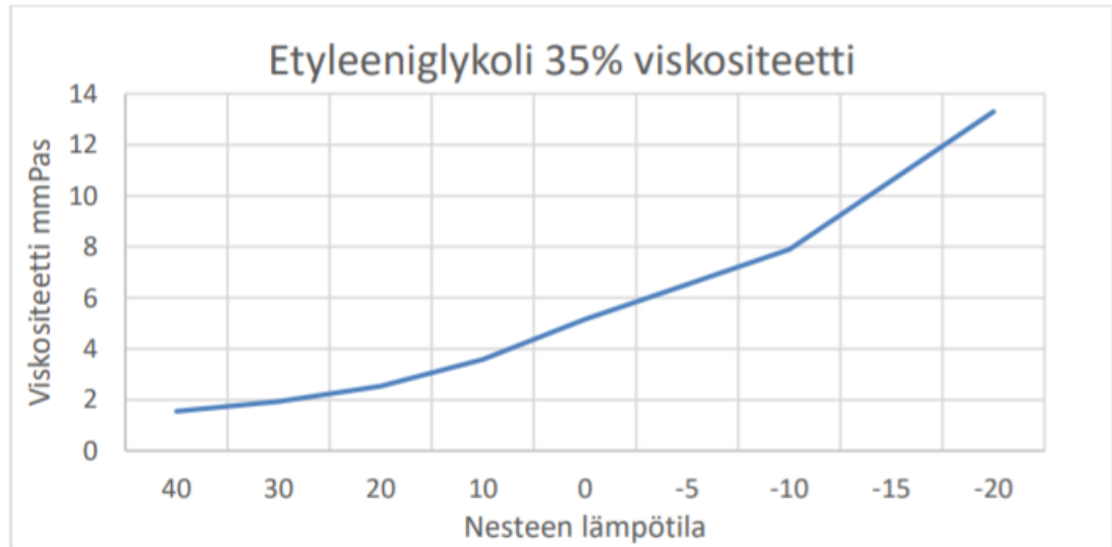
Kaliumformiaatti on ominaisuuksiensa puolesta muita aineita parempi vaihtoehto, mutta sen ongelma on korroosiovaikutus eli syövyttävyys. Betaiini ja etanoli ovat ympäristöystävällisiä vaihtoehtoja. Etyleeniglykolilla on betaiiniin ja etanoliin verrattuna pienempi kinemaattinen viskositeetti, jolloin kiertopiirin pumppu ei joudu kovaan rasitukseen. Propyleeniglykolilla on etyleeniglykolia suurempi kinemaattinen viskositeetti, mutta se on ympäristöystävällinen aine, jolloin se soveltuu joihinkin kohteisiin etyleeniglykolia paremmin. [3, s. 9.]

6.3.2 Vesi-etyleeniglykoliseoksen käyttö lämmönsiirrossa

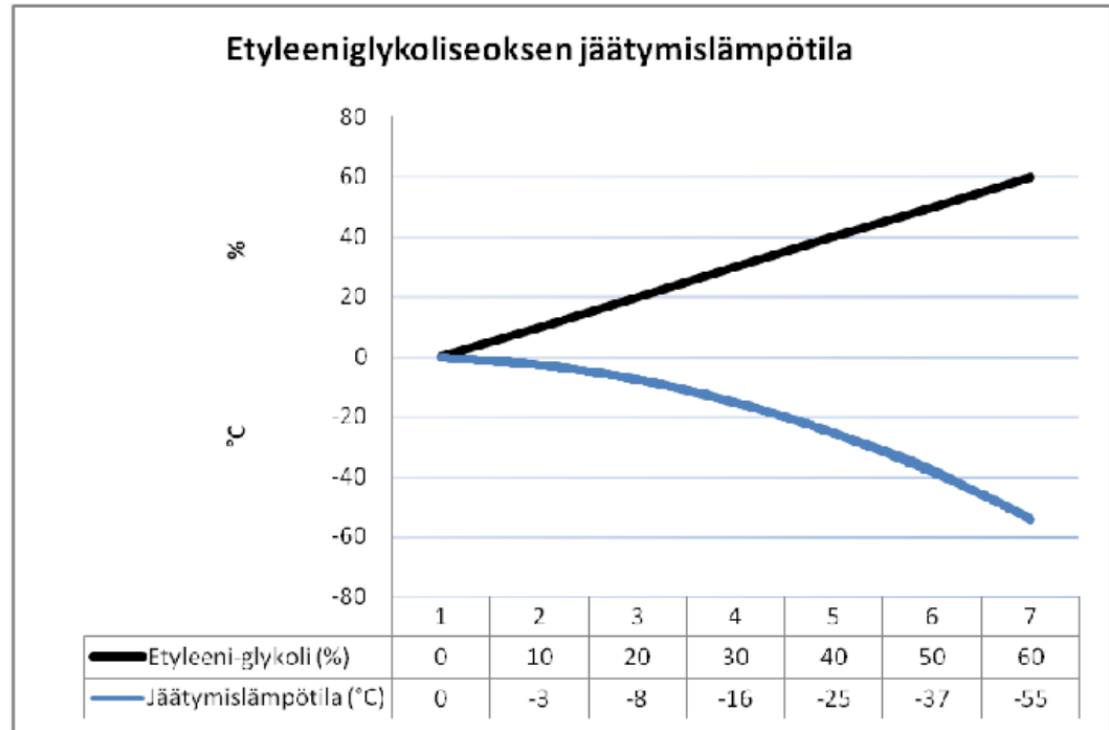
Lämmöntalteenottojärjestelmissä yleisimmin käytetty lämmönsiirtoneste on vesi-etyleeniglykoliseos. Etyleeniglykoli on hajuton, väritön ja veteen liukeneva neste, joka on luokiteltu terveydelle haitalliseksi yli 25 %:n pitoisuuksissa [10, s. 33]. Seoksen glykolipitoisuus on 10–60 prosenttia riippuen käyttökohteesta. Glykolipitoisuus vaikuttaa seoksen ominaislämpökapasiteettiin, joten olisi erityisen tärkeää mitoittaa glykolipitoisuus oikein. Suuri glykolipitoisuus laskee seoksen ominaislämpökapasiteettia ja lämmönjohtavuutta sekä kasvattaa seoksen tiheyttä ja virtausvastusta [3, s. 10].

Vaikka propyleeniglykoli onkin etyleeniglykoliin verrattuna ympäristöystävällisempi vaihtoehto lämmönsiirtonesteeksi, on etyleeniglykolilla paremmat aineominaisuudet nestevirtauksen suhteen [6, s. 40–41]. Nestekiertoisessa LTO-järjestelmässä kiertonesteen lämpötila vaihtelee ulkolämpötilan mukaan. Kiertonesteen viskositeetti vuorostaan vaih-

telee nesteen lämpötilan mukaan [4, s. 13]. Kuvasta 12 nähdään, että nesteen viskositeetti kasvaa nesteen lämpötilan laskiessa. Kuvassa 13 on puolestaan esitetty etyleeniglykoliseoksen jäätymislämpötila seoksen vahvuuden funktiona.



Kuva 12. Etyleeniglykolin viskositeetti ulkolämpötilan mukaan [4, s. 13].



Kuva 13. Jäätymislämpötila etyleeniglykolipitoisuuden funktiona [6, s. 41].

Nestekiertoisessa lämmöntalteenottojärjestelmässä voi esiintyä monia tekijöitä, jotka vaikuttavat liuoksen tehokkuuteen. Lämmönluvutusominaisuudet sekä pakkasenkestävyys kärsivät, jos liuoksen glykolipitoisuus on sekoitettu väärin. Liuospiirissä oleva ilma tai liika heikentävät etyleeniglykoliliuoksen ominaisuuksia. Jos ilmaa pääsee nestekierto, se heikentää liuoksen ominaislämpökapasiteettia sekä ruostuttaa putkistoa ja hankaloittaa pumppaustyötä. [3, s. 10.]

Väärä asetusarvo lämmöntalteenottopatterilta palaavan nesteen lämpötilalle, eli huurtumisenestolle, voi katkaista nestekierron lämmöntalteenottojärjestelmässä juuri silloin, kun se toimisi tehokkaimmin. Tehokkuutta voi huomattavasti heikentää myös väärin mitoitettu järjestelmä. Lämmöntalteenottopatterien putkikoot ja virtausnopeudet tulisi mitoitaa mahdollisimman tarkasti, jotta välttyttäisiin tilanteilta, joissa virtaus muuttuu laminaariseksi heikentäen lämmönjohtavuutta merkittävästi [3, s. 10]. Virtauksen laminarisoitumisen voi aiheuttaa myös painehäviöistä aiheutuva nopeuden lasku [6, s. 42].

Poistoilman lämmönsiirtimissä voi viskositeetin kasvaessa esiintyä tilanne, jossa virtaus on siirtimien nestereittien alkupäässä turbulenttista, mutta loppupäässä laminaarista. Reynoldsin luvun laskentakaavassa viskositeetti on jakajana, ja vaikuttaa lämmönsiirron osalta epäedullisesti virtauksen ominaisuuksiin kasvaessaan. [6, s. 42.]

7 Nestekiertoisen LTO:n ohjaus ja säätö

Nestekiertoisten LTO-laitteistojen lämmönsiirtimissä virtausnopeus pyritään pitämään yli lukeman 1 m/s, jotta virtaus pysyy turbulenttisena. Turbulenttinen virtaus parantaa lämmönsiirtoa. Kun nopeus kasvaa turbulenttisella alueella, vaikutus lämmönsiirtoon ei ole enää yhtä merkittävä. Lämmönsiirtimissä on tärkeä pitää nestevirtaus niin suurena, että se pysyy turbulenttisena eikä pääse laskemaan laminaariseksi. Nestevirtaus lämmönsiirtimissä pyritään pitämään kuitenkin reilusti alle nopeuden 2 m/s, jottei korroosio tuhoaisi lämmönsiirtimien kuparisia putkia. Lämmönsiirtimien putkireitit määritetään siten, että virtausnopeus voidaan pitää halutulla sekä riittävällä tasolla. Mitoitettaessa tulee varmistaa, että nestevirtaus ei pääse laminaariselle tasolle, vaikka lämpötila laskisi. Tämä tulee huomioida erityisesti sovelluksissa, joissa käytetään etyleeniglykolia, koska lämpötila vaikuttaa voimakkaasti etyleeniglykolin viskositeettiin. [6, s. 45.]

Huurtumisen- ja jäätymisenesto

Ilmanvaihdon poistoilmassa on aina kosteutta, jonka vuoksi nestekiertoisessa lämmöntalteenottojärjestelmässä on oltava huurtumisenesto. Poistoilman kosteuspitoisuuteen vaikuttaa vuodenaika ja tilan käyttäjien toiminta. Suhteellinen kosteus talvella on tyypillisesti alle 40 % ja kesällä 50–70 % [11]. Erityisesti kylmissä olosuhteissa, kuten Suomessa, on suuri potentiaali huurteen ja jään muodostumiseen lämmöntalteenottojärjestelmässä [17, s. 236].

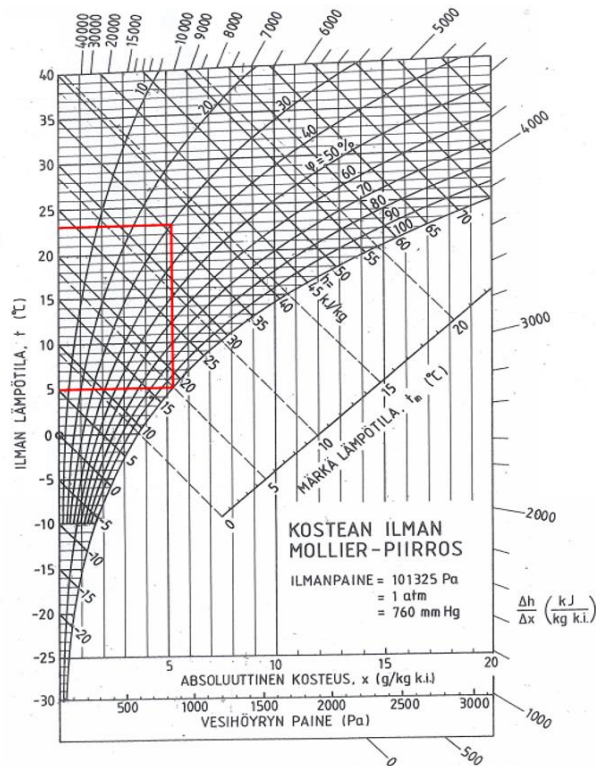
Lämmöntalteenottolaitteistossa jään muodostumiseen vaikuttaa lähinnä ilman lämpötila, ilman suhteellinen kosteus, kostean ilman nopeus ja lämmönsiirtopintojen lämpötila [16, s. 168]. Poistoilmapatterille virtaa nestepiirissä kylmää liuosta, ja kohdatessaan kostean ja lämpimän poistoilman voi poistoilmapatteri alkaa huurtua. Lämmöntalteenoton toiminta häiriintyy poistoilmapatterin huurtuessa, ja pahimmassa tapauksessa poistoilmapatteri voi huurtua umpeen. Koko poistoilmavirta kulkee poistoilmapatterin kautta, joten patterin huurtuessa umpeen voi koko poistoilmanvaihto romahtaa. [3, s. 12.]

Prosessiin, jossa jäätä muodostuu, vaikuttaa monta eri tekijää, ja prosessi on monimutkainen. Todellisen jään muodostumisen ja jäätymisen olosuhteita ei aina helposti pystytä todentamaan, mikä tekee huurtumisen ja jäätymisen eston tehokkaasta käytöstä hankalaa. Usein tyydytään ohjaamaan huurtumisen- ja jäätymisenestoa vähäisellä epäsuoralla tiedolla, esimerkiksi pelkästään kiertonesteen lämpötilamittaustietoihin perustuen.

Todellisuudessa jäätymisensuojausta voidaan ohjata hyvinkin todennäköisesti väärin, kun käytössä on vähän epäsuoraa tietoa. Tämänkaltaisen ohjaus saattaa johtaa tilanteisiin, joissa väärinohjattu järjestelmä leikkaa ilmanvaihtojärjestelmän hyötysuhdetta tarpeettoman paljon. On myös mahdollista, että järjestelmä aloittaa jäätymisenestotoimenpiteet liian myöhään, jolloin jäätä on ehtinyt jo muodostua. Huollon ja kunnossapidon merkitys tulee myös tässä esiin; likaiset lämmönsiirtimet voivat aiheuttaa turhia painehäviöitä, jolloin järjestelmä leikkaa hyötysuhdetta turhaan tilanteissa, jossa todellisuudessa jäätä ei synny. Ongelmia muuttuvavirtaisen järjestelmän ohjaukseen saattavat aiheuttaa myös painehäviöt ja niiden tarkkailuun perustuva jäätymisenesto. Ilmavirran muuttuessa paine-erot saattavat vaihdella, eikä paine-eron avulla ole välttämättä käytännöllistä ohjata järjestelmää. Paine-ero saattaa esimerkiksi pysyä vakiona ilmavirran pienentyessä huurtumisen takia.

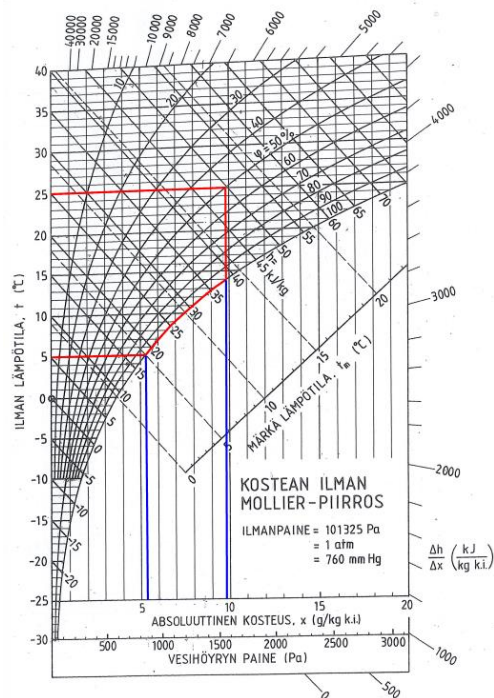
Nestekiertoisten lämmöntalteenottojärjestelmien ongelma Suomessa, jossa on kuivat ja kylmät olosuhteet, on se, että jäätymisenesto käynnistetään tarpeettoman aikaisin. Jäätymisenesto saattaa olla käynnissä, vaikkei jäätymistä ole vielä tapahtunut. Tämä vaikuttaa suoraan energiatehokkuuteen hyötysuhteen leikkaamisen kautta. [6, s. 49–50.]

Todellisuudessa jäätymisen muodostumiseen vaikuttaa monet eri seikat. Muun muassa ilman tila vaikuttaa suuresti jäätymisolosuhteisiin. Kuvasta 14 nähdään, että kastepiste on 5 °C, kun ilman lämpötila on 23 °C ja ilman kosteus on 30 %. Tästä voidaan päätellä, että kondensoitumista ei tapahdu, jos lämmönsiirtonesteen lämpötila pidetään yli 5 °C:n lämpötilassa.



Kuva 14. Ilman kastepiste talviolosuhteissa, kun ilman lämpötila on 23 °C ja kosteus 30 %.

Kuvasta 15 voidaan todeta, että kesäaikana poistoilman lämpötilan ja kosteuden noustessa ilman kastepistelämpötila nousee. Mikäli poistoilman lämpötila halutaan kesäaikana myös laskea 5 °C:seen, tulee huomioida, että kondensoitumista lämmönsiirtopattereiden pinnoilla alkaa tapahtua korkeammassa lämpötilassa, kuvan 15 tapauksessa jo 14 °C:ssa. Lämmönsiirto 14 °C:seen asti tapahtuu kuivalämmönsiirtona, jolloin kosteutta ei tiivisty lämmönsiirtopinnoille. Kun lämpötilaa halutaan edelleen laskea 14 °C:sta 5 °C:seen, tapahtuu lämmönsiirto märkälämmönsiirtona, jolloin kosteutta tiivistyy lämmönsiirtopinnoille. Kosteus voidaan katsoa kuvasta 15 ilman alku- ja lopputilapisteiltä piirettyjä viivoja absoluuttisen kosteuden asteikolle. Kuvat 14 ja 15 ovat suurempina liitteissä 1 ja 2.

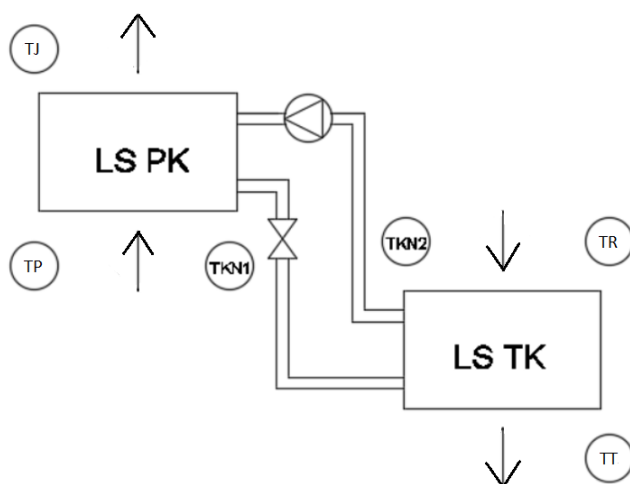


Kuva 15. Ilman kastepiste kesäolosuhteissa, kun ilman lämpötila on 25 °C ja kosteus 50 %.

Jään muodostumisen estämiseksi voidaan järjestelmästä tarkkailla ilmavirtojen lämpötiloja ja nopeuksia sekä kosteuspitoisuutta tai nestekierron lämpötilaa ja lämmönsiirtimien pintalämpötiloja. Nämä ovat toimenpiteitä, joita voidaan tehdä jään muodostumisen estämiseksi. Jään muodostumista voidaan tarkkailla esimerkiksi painehäviöiden mittauksilla, tarkkailemalla lämmönsiirron tehokkuutta sekä tarkkailemalla nestekiertoalämpötilojen muutoksia ja epätasaisuuksia. [6, s. 49–50.]

8 Lämpötilahyötysuhteen vaikutus nestekiertoisen lämmönsiirtimen ominaisuuksiin

Luvussa 3.1 käytiin läpi rekuperaatioaste, eli lämpötilahyötysuhde, joka kuvaa lämmönsiirtimen energiatehokkuutta. Lämpötilahyötysuhteella kuvataan sitä, kuinka lähellä teoreettista maksimiarvoa lämmöntalteenottojärjestelmä toimii. Konduktanssi on ainoa suure, joka vaikuttaa lämmöntalteenottojärjestelmän lämpötilahyötysuhteeseen, kun jätetään huomioimatta neste- ja ilmavirtausten kitkavastusten tuloilmaa lämmittävä vaikutus. [19.]



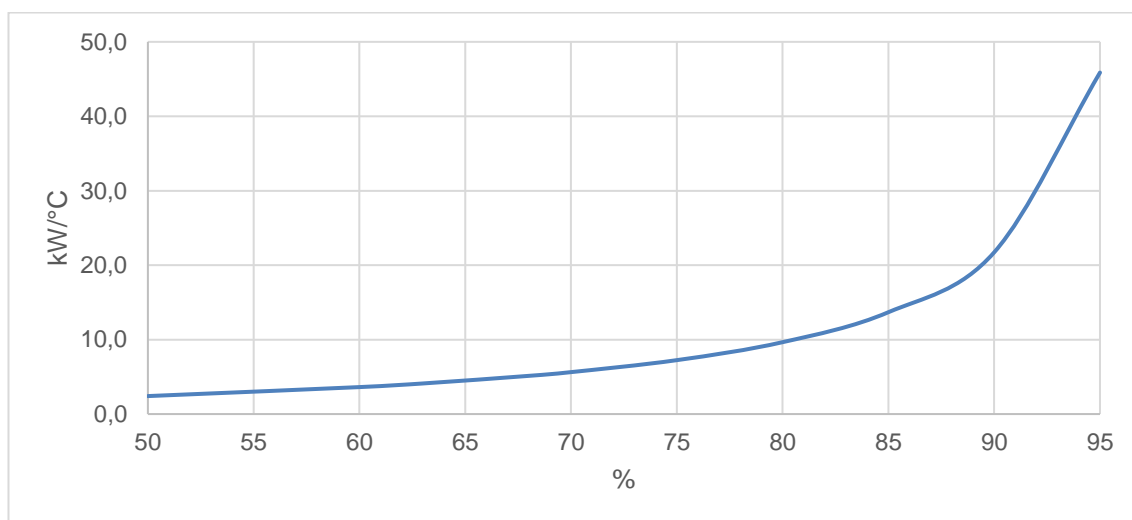
Kuva 16. Nestekiertoisen LTO-järjestelmän lämpötilat.

Taulukossa 2 ja kuvassa 17 on esitetty kuvan 16 mukaisilla merkinnöillä lämmöntalteenottojärjestelmän lämpötilahyötysuhteen vaikutus nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän lämpötiloihin sekä lämmöntalteenottopatterilta vaadittavaan konduktanssiin.

Taulukko 2. LTO-patterin konduktanssin kasvu lämpötilasuhteen kasvaessa, kun raitisilman lämpötila on 5 °C.

	t_R	t_T	t_P	t_J	t_{KN1}	t_{KN2}	ϕ	θ_{In}	LTO-patterin konduktanssi
%	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kW	°C	kW/°C
50	5	15	25	15	20	10	12,07	5	2,4
63	5	17,6	25	12,4	21,3	8,7	15,21	3,7	4,1
68	5	18,6	25	11,4	21,8	8,2	16,42	3,2	5,1
70	5	19	25	11	22	8	16,90	3	5,6
80	5	21	25	9	23	7	19,32	2	9,7
90	5	23	25	7	24	6	21,73	1	21,7
95	5	24	25	6	24,5	5,5	22,94	0,5	45,9

Uudessa ekosuunnitteluasetuksessa nestekiertoisen lämmöntalteenoton lämpötilhyötysuhde nousee 63 prosentista 68 prosenttiin [19]. Taulukosta 2 voidaan todeta, että lämpötilahyötysuhteen kiristyminen aiheuttaa lämmöntalteenottopatterin konduktanssiin noin 25 prosentin kasvun. Voidaan todeta, että lämpötilahyötysuhteen kasvattaminen entisestään kasvattaa lämmöntalteenottopatterin konduktanssia, eli näin ollen myös lämmöntalteenottopatterin kokoa.



Kuva 17. LTO-patterin konduktanssin kasvu lämpötilahyötysuhteen kasvaessa.

Taulukoista 3 ja 4 voidaan todeta, että ulkoilman ja poistoilman lämpötilat vaikuttavat toteutuneeseen konduktanssiin, mutta ne eivät vaikuta konduktanssin suuruuteen. Järjestelmässä kiertävän nesteen lämpötilataso asettuu ulko- ja poistoilman lämpötilojen väliin. Aiemmin luvussa 6.3.1 on kerrottu, että glykolipohjaisten kiertonesteiden ominaisuudet (viskositeetti, ominaislämpökapasiteetti ja lämmönjohtavuus) muuttuvat voimakkaasti lämpötilan funktiona ja niiden aineominaisuudet heikkenevät, kun kiertonesteen lämpötila laskee alle 0 °C:n. Tämä tarkoittaa sitä, että lämpötilahyötysuhde nestekiertoisessa lämmöntalteenottojärjestelmässä vaihtelee hiukan ulkoilman lämpötilan funktiona. Vaihtelun suuruus riippuu lämmönsiirtimen ominaisuuksista. [19].

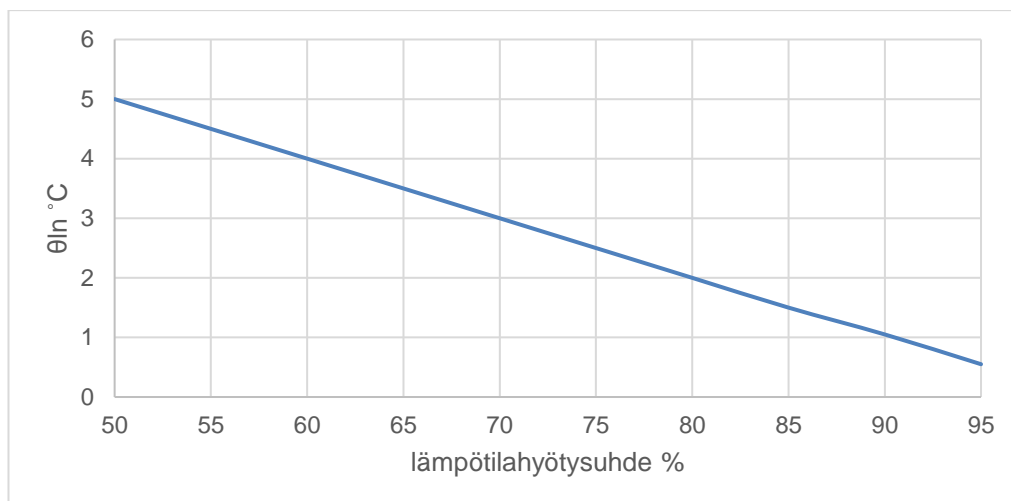
Taulukko 3. LTO-patterin konduktanssin kasvu lämpötilasuhteen kasvaessa, kun raitisilman lämpötila on $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

	t_R	t_T	t_P	t_J	t_{KN1}	t_{KN2}	ϕ	θ_{In}	LTO-patterin konduktanssi
%	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW	$^{\circ}\text{C}$	kW/ $^{\circ}\text{C}$
50	-5	10	25	10	17,5	2,5	18,11	7,5	2,4
63	-5	13,9	25	6,1	19,45	0,55	22,82	5,55	4,1
68	-5	15,4	25	4,6	20,2	-0,2	24,63	4,8	5,1
70	-5	16	25	4	20,5	-0,5	25,35	4,5	5,6
80	-5	19	25	1	22	-2	28,97	3	9,7
90	-5	22	25	-2	23,5	-3,5	32,59	1,5	21,7
95	-5	23,5	25	-3,5	24,25	-4,25	34,41	0,75	45,9

Taulukko 4. LTO-patterin konduktanssin kasvu lämpötilasuhteen kasvaessa, kun raitisilman lämpötila on $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

	t_R	t_T	t_P	t_J	t_{KN1}	t_{KN2}	ϕ	θ_{In}	LTO-patterin konduktanssi
%	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW	$^{\circ}\text{C}$	kW/ $^{\circ}\text{C}$
50	-15	5	25	5	15	-5	24,14	10	2,4
63	-15	10,2	25	-0,2	17,6	-7,6	30,42	7,4	4,1
68	-15	12,2	25	-2,2	18,6	-8,6	32,84	6,4	5,1
70	-15	13	25	-3	19	-9	33,80	6	5,6
80	-15	17	25	-7	21	-11	38,63	4	9,7
90	-15	21	25	-11	23	-13	43,46	2	21,7
95	-15	23	25	-13	24	-14	45,87	1	45,9

Taulukoista voidaan päätellä, että lämmöntalteenottojärjestelmän lämpötilahyötysuhteen kasvaessa nesteen ja ilman välinen keskimääräinen lämpötilaero θ_{In} pienenee. Kun lämpötilahyötysuhde kasvaa, lämmöntalteenottopatterille tulevan nesteen ja sieltä poistuvan ilman lämpötilat lähenevät toisiaan. Tämä tarkoittaa sitä, että lämmönsiirron mahdollistava voima eli lämpötilaero pienenee [19]. Lämpötilaeron pieneneminen lämpötilahyötysuhteen kasvaessa on havainnollistettu kuvassa 18. Kun lämpötilaero pienenee, kasvatetaan lämmöntalteenottopatterien konduktanssia, jotta saavutetaan haluttu lämpötilahyötysuhde. Konduktanssin kasvattaminen taas kasvattaa lämmönsiirtopatterin kokoa.



Kuva 18. Logaritmisen lämpötilaeron pieneneminen lämpötilahyötysuhteen kasvaessa.

Laskentamenetelmät

Taulukoiden 2, 3 ja 4 konduktanssien arvot on saatu tässä luvussa esitetyillä laskutoimituksilla. Alussa oletuksena on, että tiedetään raitisilman lämpötila t_R , poistoilman lämpötila t_P ja lämpötilahyötysuhde. Laskennassa raitisilman ja poistoilman lämpötilat pysyvät vakioina lämpötilahyötysuhteen vaihtuessa. Tässä kappaleessa esitetään konduktanssin laskun kulku, kun lämpötilahyötysuhde on 68 %, raitisilman lämpötila on 5 °C ja poistoilman lämpötila on 25 °C. Laskussa virtaamana on käytetty 1 m³/s, tiehytenä 1,2 kg/m³ ja ominaislämpökapasiteettina 1,006 kJ/kgK. Laskelmissa ei ole otettu huomioon poistoilman huurtumista, tuloilman yllämpenemistä eikä liuoksen jäätymistä tuloilmapatterissa.

Tulo- ja jäteilmojen lämpötilat sekä teho lasketaan yhtälöillä 38, 39 ja 40.

$$t_T = t_R + 0,68 \cdot (t_P - t_R) = 5^\circ\text{C} + 0,68 \cdot (25^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) = 18,6^\circ\text{C} \quad (38)$$

$$\phi = q_v \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_T - t_R) \quad (39)$$

$$= 1 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,006 \text{ kJ/kgK} \cdot (18,6^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) = 16,42 \text{ kW}$$

$$t_J = t_P - (\phi / (q_v \cdot \rho \cdot c_p)) \quad (40)$$

$$= 25^\circ\text{C} - (16,42 \text{ kW} \cdot (1 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,006 \text{ kJ/kgK})) = 11,4^\circ\text{C}$$

Kiertonesteen lämpötilat lasketaan yhtälöillä 41 ja 42.

$$t_{KN1} = (t_T + t_P) / 2 = (18,6 \text{ °C} + 25 \text{ °C}) / 2 = 21,8 \text{ °C} \quad (41)$$

$$t_{KN2} = (t_R + t_J) / 2 = (5 \text{ °C} + 11,4 \text{ °C}) / 2 = 8,2 \text{ °C} \quad (42)$$

Logaritminen lämpötilaero lasketaan yhtälöllä 13 ja konduktanssi yhtälöllä 12.

$$\begin{aligned} \theta_{ln} &= ((t_{KN1} - t_T) - (t_{KN2} - t_R)) / \ln ((t_{KN1} - t_T) / (t_{KN2} - t_R)) \\ &= ((21,8 \text{ °C} - 18,6 \text{ °C}) - ((8,2 \text{ °C} - 5 \text{ °C}) * 1,0000001)) / \ln ((21,8 \text{ °C} - 18,6 \text{ °C}) / ((8,2 \text{ °C} - 5 \text{ °C}) * 1,0000001)) = 3,2 \text{ °C} \end{aligned}$$

$$G = \phi / \theta_{ln} = 16,42 \text{ kW} / 3,2 \text{ °C} = 5,1 \text{ kW/°C}$$

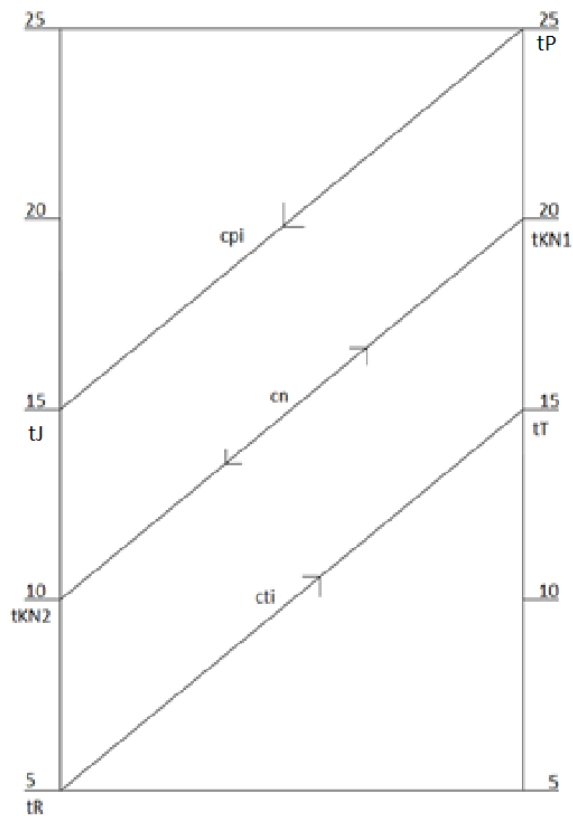
Edellä on laskettu tuloilman lämmönsiirtimen konduktanssi. Jotta taulukossa voidaan käyttää kiertonesteen lämpötiloina (t_{KN1} ja t_{KN2}) ilmojen puolivälin lämpötiloja, täytyy laskennassa kolmen oletuksen täyttää. Oletukset laskentaan ovat seuraavat:

- Lämpöhäviöitä lämmönsiirtimistä ympäristöön ja lämmönsiirtimien nesteputkistosta ympäristöön ei ole.
- Lämpökapasiteettivirtaamat ovat samat, eli $\dot{c}_{poisto} = \dot{c}_{neste} = \dot{c}_{tulo}$.
- Poisto- ja tuloilmapatterien konduktanssit ovat yhtä suuret.

Kun lämpöhäviöitä ei ole, poistoilman antama teho, nestevirran välittämä teho ja tuloilman saama teho ovat yhtä suuret. Alla on esitetty sama asia yhtälöillä.

$$\phi_P = \phi_T = \phi_N \rightarrow \dot{c}_{pi} * \Delta t_P = \dot{c}_n * \Delta t_N = \dot{c}_{ti} * \Delta t_T \quad (43)$$

Oletuksena laskennassa on myös, että lämpökapasiteettivirrat ovat samat. Kuvassa 19 on kuvattu lämpökapasiteettivirrat ja niiden suhde toisiinsa. Hahmottamisen helpottamiseksi kuvassa 19 on käytetty taulukon 2 lämpötila-arvoja, kun lämpötilahyötysuhde on 50 %. Kuvassa 19 kaksi ylempää viivaa kuvastaa poistoilmapuolta ja kaksi alinta viivaa kuvastaa tuloilmapuolta.



Kuva 19. Lämpökapasiteettivirtojen suhteet toisiinsa.

Alla on selitetty yhtälöiden avulla lämpökapasiteettivirtaamien samansuuruisuus.

$$\dot{c}_{pi} = \dot{c}_n = \dot{c}_{ti} \rightarrow t_P - t_J = t_{KN1} - t_{KN2} = t_T - t_R \quad (44)$$

Koska lämmönsiirtimien kuvaajat ovat yhdensuuntaiset, voidaan todeta, että $t_P - t_{KN1} = t_J - t_{KN2}$. Kuvasta 19 nähdään, että lämmönsiirtimissä kuvaajat ovat yhdensuuntaiset, joten yhtä suurilla lämpökapasiteettivirroilla pätevät myös alla olevat yhtälöt logaritmisille lämpötilaeroille.

$$\theta_{Inp} = t_P - t_{KN1} = t_J - t_{KN2} \quad (45)$$

$$\theta_{Int} = t_{KN1} - t_T = t_{KN2} - t_R \quad (46)$$

Kolmantena oletuksena oli, että konduktanssit ovat yhtä suuret tulo- ja poistopattereissa, eli $G_p = G_t$. Tästä voidaan johtaa yhtälöt, joilla voidaan laskea kiertonesteen lämpötilat siinä tapauksessa, että lämpökapasiteettivirrat ovat samansuuruiset. Johdetut yhtälöt ovat seuraavat:

$$G_p = G_t \quad (47)$$

$$G_p * \theta_{inp} = G_t * \theta_{int}$$

$$t_P - t_{KN1} = t_{KN1} - t_T \rightarrow 2 * t_{KN1} = t_P + t_T \rightarrow t_{KN1} = (t_P + t_T) / 2 \quad (48)$$

$$t_J - t_{KN2} = t_{KN2} - t_R \rightarrow 2 * t_{KN2} = t_J + t_R \rightarrow t_{KN2} = (t_J + t_R) / 2. \quad (49)$$

9 Nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän käyttöönoton haasteet

Tämän insinööriyön tutkimusosuudessa selvitettiin nestekiertoisen LTO:n mitoituksen ja käyttöönoton haasteita LVI-suunnittelijan, LVI-valvojan, laitetoimittajan, putkiurakoitsijan ja talotekniikka-asiantuntijan näkökulmasta verraten niitä lopuksi keskenään. Jokaista tahoa lähestyttiin sähköpostihaastattelulla ja vastaukset on esitetty luvuissa 9.1, 9.2, 9.3, 9.4 ja 9.5.

9.1 LVI-suunnittelijan näkökulma

Tähän työhön haastateltiin LVI-suunnittelupäällikkö Antti Suvantoa Wise Group Finland Oy:stä. Suvanto vastasi kysymyksiin nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoitukseen ja käyttöönottoon liittyen LVI-suunnittelijan näkökulmasta.

Suvannon kokemukset ovat pääosin perinteisillä urakkamuodoilla toteutettavista julkisen hankinnan piirissä olevista rakennuksista, muun muassa sairaalakohteista, joissa kilpailutus käydään toteutussuunnitelmilla. Näissä urakkamuodoissa ilmastointiurakoitsija toimittaa ilmastointikoneet, ja putkiurakoitsija tekee nestepiirin kytkennät ja säätää. Lopuksi automaatiourakoitsija tekee säätölogiikat. Suvannon näkemyksen mukaan uudet urakkamuodot antaisivat paremmat mahdollisuudet ilmastointikonetoimittajan kilpailutukseen jo aikaisessa vaiheessa.

Suvanto sanoo, että nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän mitoituksessa on yleensä lähtökohtana se, että pumppu pitää verkostossa vakiopainetta ja venttiilit säätävät. Hän epäilee myös, että huurtumisen esto toimii liian herkästi automaatiourakoitsijan ohjaamissa laitteissa. Huurtumisenestoa pitäisikin hänen mukaan päästä testaamaan ja todentamaan oikeissa olosuhteissa.

Suvanto korostaa huolellisuutta käyttöönottovaiheessa. Käyttöönottovaiheen jälkeen järjestelmää pitäisi seurata koko sen elinkaaren ajan, jotta voidaan todeta, toimiiko se oikein. Käyttöönotto tehdään usein kiireessä, eikä lämmityskausi ole välttämättä päällä käyttöönoton aikana, jolloin järjestelmän todellinen energiatehokkuus jää tilaajan mielenkiinnon ja osaamisen varaan. Käyttöönottovaiheen jälkeen tulisi järjestelmää myös seurata koko sen elinkaaren ajan, jotta voidaan todeta, toimiiko se oikein.

9.2 LVI-valvojan näkökulma

Tähän työhön haastateltiin rakennusautomaatioasiantuntija Kimmo Lindbergiä ISS Proko Oy:stä. Lindberg vastasi kysymyksiin nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoittamiseen ja käyttöönottoon liittyen LVI-valvojan näkökulmasta.

LVI-valvojan näkökulmasta epäselvyyksiä aiheuttaa rakennusautomaation säätökaavioissa ja putkikytkentäkaavioissa esiintyvä LTO-kytkentä, joka on esitetty eri tavoin. Tämä aiheuttaa ongelmia kytkennöissä sekä käyttöönoton yhteydessä. Myös mahdolliset konetoimittajan tekemät muutokset suunnitelmiin verrattuna alkuperäisiin suunnitelmiin olisi toivottavaa päivittää hyvissä ajoin työmaan työkuviin, jotta epäselvyyksiltä ja korjauksilta vältyttäisiin. Myös LTO-piirin säätötavan läpikäyminen suunnittelijan ja laitetoimittajan välillä on tärkeä vaihe järjestelmän toiminnan kannalta. Esimerkiksi toteutetaanko järjestelmän virtaussäätö 3-tieventtiilillä vai pumpun tehoa säätämällä? Epäselvyyksiä voi aiheuttaa myös glykolipiirin alijäähtymisen ja patterien huurtumisen estäminen, eli mitä lämpötilaa järjestelmää mitataan tässä tilanteessa. LVI-valvojan kanta on, että nämä asiat olisi hyvä käydä läpi hyvissä ajoin suunnitteluvaiheessa. Lisäksi käyttöönotossa, varsinkin, jos kyse on useamman patterin yhdistävästä järjestelmästä, on huomioitava erityisesti patterien välinen virtaamien tasapainotus ja varmistettava, että verkosto on ilmattu huolellisesti.

LVI-valvojan kokemukset nestekiertoisten LTO-järjestelmien käyttöönotosta ja toimivuudesta yleisesti ottaen ovat positiiviset, eikä mitään niin sanottua tyypillistä ongelmaa käyttöönotossa valvojan näkökulmasta ole havaittavissa.

9.3 Laitetoimittajan näkökulma

Tähän työhön haastateltiin Jouko Yliollitervoja Fläkt Woods Oy:stä sekä Markku Castrenia Retermia Oy:stä. Yliollitervo ja Castren vastasivat kysymyksiin nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoittamiseen ja käyttöönottoon liittyen laitetoimittajan näkökulmasta.

Yliollitervon mielestä nestekiertoiseen LTO:hon liittyvässä yhteistyössä konetoimittajan, suunnittelijan ja urakoitsijan välillä tärkeää on, että suunnittelija tekee erillisen putkikaavion, jossa on esitettyä muun muassa täyttöryhmä, paisunta ja ilmaus. Käyttöönoton kannalta Yliollitervo korostaa ilmauksen tärkeyttä.

Hankaluuksia nestekiertoisen LTO:n käyttöönotossa aiheuttaa Yliollitervon mukaan putkien kytkentä väärin, esimerkiksi kytkentä myötävirtaan. Muita ongelmien aiheuttajia tyypillisesti ovat myös glykolin tyyppi ja sen väärä pitoisuus.

Castren kertoo Retermian ottavan aikaisempaa enemmän vastuuta nestekiertoisten LTO-järjestelmien lopputuloksesta. Hän kertoo Retermian kehittäneen RETCARE-elinkaarikonseptin, jonka avulla Retermia ottaa huomattavasti perinteistä laitetoimitusta laajemman roolin halutun lopputuloksen saavuttamisessa. Asennuksen heikoimmaksi lenkiksi hän mainitsee huuhtelun, nesteputkien täytön ja ilmauksen.

Pumppujen tuoton riittävyys pitää varmistaa nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoituksessa ja käyttöönotossa. Castrenin mukaan on tärkeää, että asetusarvot ovat valvomossa oikein ja asetettu laitetoimittajan ohjeiden mukaisesti. Hänen mielestään on ensiarvoisen tärkeää, että lämmöntalteenottopiirin tulo- ja poistopatterit toimittaa sama valmistaja. Näin ollen voidaan varmistaa lämpötilasuhteen toteutuminen sekä optimoida painehäviöt ja lämpötilasuhde.

Käyttöönotossa ongelmia voi esiintyä monessa paikassa. Castren painottaa kokemuksen tuomaa käytännön tietoa yhdessä lämmösiirron teorialuntemuksen eli mitoitusperusteiden kanssa. Lopuksi hän muistuttaa, että on mahdoton kirjoittaa yleispätevää sapsluunaa käyttöönoton liittyvistä ongelmakodista, koska jokainen kohde on omanlaisensa ja putkikytkennät sekä ohjausmenetelmät vaihtelevat kohteittain.

9.4 Putkiurakoitsijan näkökulma

Tähän työhön haastateltiin Jukka Räsästä ja Kari Salmista Putkiwuorio Oy:stä. Räsänen ja Salminen vastasivat kysymyksiin nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoitukseen ja käyttöönottoon liittyen putkiurakoitsijan näkökulmasta.

Räsänen ja Salminen kehittäisivät nestekiertoisen LTO:n vastaanottomenettelyä miettimällä ja varmistamalla jokaisen osapuolen roolituksen, jotta saavutettaisiin haluttu lopputulos. He kertovat, että urakkalaskennan aikana korostuu erityisesti suunnittelun tärkeys, koska urakoitsija tekee konetoimittajan kanssa laitevalinnat.

Nestekiertoisen LTO-järjestelmän rakentamisen ja käyttöönoton kriittisimmiksi vaiheiksi urakoitsijan näkökulmasta Räsänen ja Salminen mainitsevat ilmauksen ja mitoitusarvojen paikkaansapitävyyden. Urakoitsijan näkökulmasta kriittinen työvaihe saavutetaan siinä vaiheessa, kun kaikki LTO-järjestelmään liittyvät mitoitusarvot on saatu ajoissa ja ne ovat paikkansapitävät.

9.5 Talotekniikka-asiantuntijan näkökulma

Tähän työhön haastateltiin talotekniikka-asiantuntija (DI) Lauri Rantalaa Skanska Talonrakennus Oy:stä. Rantala vastasi kysymyksiin nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoitukseen ja käyttöönottoon liittyen talotekniikka-asiantuntijan näkökulmasta.

Rantalan mukaan nestekiertoisten lämmöntalteenottojärjestelmien pumpput sekä niiden ohjausstrategia ja säätö pitäisi suunnitella niin, että virtaus pysyy aina optimaalisena ja turbulenttisena. Järjestelmän toiminnassa voi ilmetä ongelmia, kun konetoimittaja ajaa koneajoja niin, että pumpun virtaus on aina optimaalinen, ja kentällä pumpput otetaan käyttöön niin, että pumpput ei nosta kierroksia nesteen alkaessa jäähtymään. Pahimmassa tapauksessa pumpput ei tässä tilanteessa riitä nostamaan virtausta turbulenttiselle tasolle, koska neste on liian kylmää.

Rantala sanoo, että LVI-suunnittelija saattaa olettaa pumpun vakiopaineistuksen olevan riittävä säätöstrategia eikä näin ollen määritä riittävän tarkkaa ohjausstrategiaa. Pumpulle asetettu säätöstrategia saattaa siis ohjata pumpun leikkaamaan virtausnopeutta siten, että virtaus muuttuu laminaariseksi. Mitoituksen lisäksi pumpput tulisi ottaa käyttöön niin, että ne pitävät virtauksen aina optimaalisena ja turbulenttisena. Jos käyttöönotto tehdään kesäkuukausina, ei riitä, että putkiurakoitsijan nestevirtamittamies asettaa pumpulle vakiopaineasetukset ja mittaa kojeluettelossa esitetyn virtaaman. Rantalan mukaan on ensiarvoisen tärkeää ottaa huomioon talviolosuhteet käyttöönotossa, kuten myös mitoituksessa ja laitehankintaa tehdessä. Pumpun toiminnassa talviolosuhteissa tulisi ottaa huomioon nesteen kylmeneminen, sen aiheuttama viskositeetin kasvu ja siitä aiheutuva painehäviö, vaikka käyttöönotto olisi kesäkuukausina.

10 Yhteenveto

Nestekiertoisen lämmöntalteenoton mitoituksessa ja käyttöönotossa on monia erilaisia haasteita. Tässä työssä keskityttiin nestekiertoisen LTO:n toimintavarmuuteen sekä mitoitukseen ja käyttöönottoon liittyviin haasteisiin eri näkökulmista. Työtä varten haastateltiin viittä eri tahoa kertomaan näkemyksensä nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoitukseen ja käyttöönottoon liittyvistä haasteista. Haastatteluun vastasivat LVI-suunnittelija, LVI-valvoja, kaksi laitetoimittajan edustajaa, putkiurakoitsija sekä talotekniikka-asiantuntija. Kaikilta tahoilta saatiin erinomaisia näkemyksiä ja todellisuudessa esiintyviä ongelmakohtia nestekiertoisten LTO-järjestelmien mitoitukseen ja käyttöönottoon liittyen.

Haastatteluiden perusteella yhtenä tärkeänä seikkana nousi esille pumppujen tuoton riittävyys järjestelmässä sekä sen varmistaminen mitoituksessa ja käyttöönotossa. Nestevirtauksen pitäisi pysyä aina optimaalisena ja turbulenttisena, jotta saavutetaan parempi konvektiivinen lämmönsiirto. Kuten aiemmin esitetystä kuvasta 12 nähdään, lämpötila vaikuttaa voimakkaasti etyleeniglykolin viskositeettiin. Kun kiertonesteen lämpötila laskee, sen viskositeetti kasvaa. Kun viskositeetti kasvaa, Reynoldsin luku pienenee ja nestevirtaus lähenee laminaarista virtausta. Kun nestevirtauksen lähestyy laminaarisen virtauksen rajaa, konvektiivinen lämmönsiirto heikkenee ja painehäviöt kasvavat. Kun nestevirta lähenee laminaarisen virtauksen rajaa, lämpötilahyötysuhde laskee. Tämä johtuu siitä, että nestevirta ei pysty ottamaan vastaan kaikkea lämpöä, joka olisi siirrettävissä ilmvirrasta nestevirtaan.

Pumpun kierrosnopeutta säätämällä ja virtaamaa muuttamalla voidaan estää nestevirtaaman siirtymisen turbulenttiselta tasolta laminaariselle tasolle. Näin saataisiin pidettyä hyötysuhde parempana riippumatta ulkolämpötiloista. Tästä aiheutuu ongelmia käyttöönotossa, jos järjestelmää ei oteta käyttöön niin, että pumppu nostaa kierrosnopeuksia nesteen alkaessa jäähtymään. Haastattelujen perusteella voidaan todeta, että nestekiertoisen LTO-järjestelmän ohjausstrategian ymmärtäminen ja järjestelmän käyttöönotto vaatisi enemmän yhteistyötä laitetoimittajan, LVI-suunnittelijan ja putkiurakoitsijan välillä. Uutta järjestelmää suunniteltaessa ja ennen käyttöönottoa olisi suotavaa tehdä tiivistä yhteistyötä laitetoimittajan, suunnittelijan ja urakoitsijan kesken, jotta varmistetaan LTO-järjestelmän toiminta.

Haastatteluissa tuli esille niin sanottuna mahdollisena ongelmakohtana LTO-järjestelmän käyttöönotossa väärät putkikytkennät. Nesteputkien kytkeminen myötävirtaperiaatteella on järjestelmälle epäedullista, koska se pienentää ilman ja nesteen välistä keskimääräistä lämpötilaeroa. Lämmönsiirtoteho on parempi lämpötilaeron ollessa suurempi. Haastatteluissa tuli monelta taholta esille myös nesteputkien huuhtelu, ilmauksen tarkeys sekä glykolin tyyppi ja pitoisuus järjestelmän käyttöönotossa. Putkikytkentöjen tarkastus, huolellinen huuhtelu ja ilmaus ennen käyttöönottoa tulisi aina suorittaa. Myös glykolin tyyppi ja sen pitoisuus on syytä tarkastaa ennen glykolin lisäystä nesteputkiin. Ilmakuplat ja lika nestevirtauksessa heikentävät kiertonesteen lämmönsiirto-ominaisuuksia, jolloin hyötysuhde laskee. Ne myös aiheuttavat lisääntyneitä pumppauskustannuksia ja ruostuttavat putkistoa. Tästä syystä myös nämä käyttöönoton vaiheet tulisi suorittaa huolellisesti, jotta järjestelmästä saadaan energiatehokkaampi.

Nestekiertoista LTO-järjestelmää olisi hyvä seurata koko sen elinkaaren ajan. Ainoastaan näin voidaan todeta, että järjestelmä toimii niin kuin sen on tarkoitus. Haastattelujen perusteella voidaan todeta, että järjestelmän huolto ja todellinen toteutunut energiatehokkuus jää loppukäyttäjän ja huoltoyhtiön varaan. Toisin sanoen järjestelmä voi toimia vajaalla teholla jopa koko sen elinkaaren ajan, ellei loppukäyttäjä seuraa ja huolla sen toimintaa säännöllisesti. Tämä vaatii aktiivisuutta ja kiinnostusta loppukäyttäjän puolelta, jotta koko elinkaaren aikainen energiatehokkuus voitaisiin todeta. Erinomaisestikin suunnitellusta, mitoitetusta ja käyttöönotetusta järjestelmästä voidaan kadottaa energiatehokkuus laiminlyömällä huoltoa ja järjestelmän seurantaa sen elinkaaren aikana.

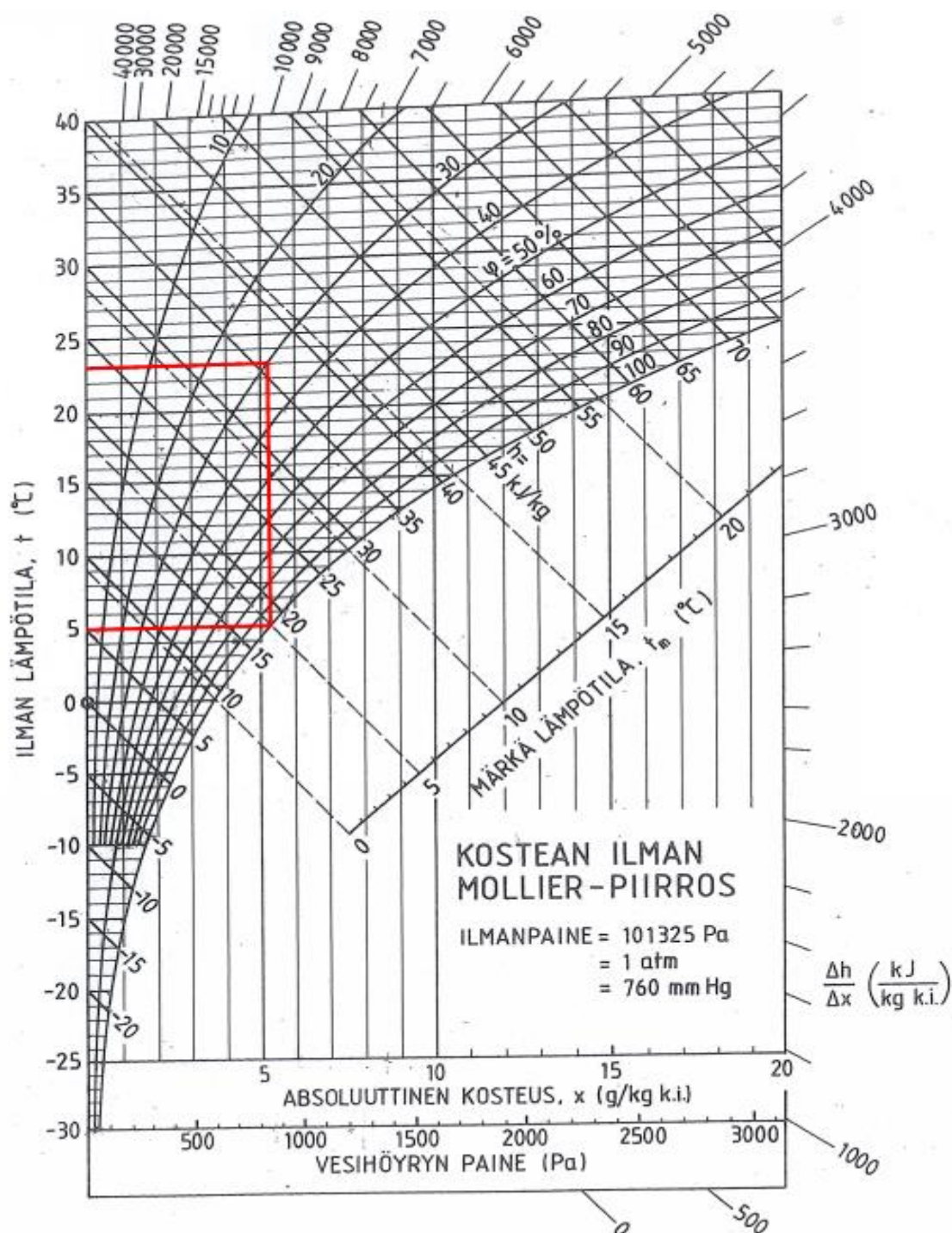
Tämä työ ja tässä työssä olevat havainnot ja toimintaehdotukset perustuvat teoriaan ja haastatteluihin. Tähän työhön ei käytetty yksittäistä refrenssikohdetta eikä työssä tehty mittauksia. Tämän työn tulosten pohjalta erinomainen jatkotutkimuksen aihe olisi tutkimus liittyen pumppujen tuoton riittävyteen ja LTO-järjestelmän eri ohjausstrategioihin sekä näiden toteutumisen vertailu refrenssikohteeseen. Tämän työn pohjalta voidaan alkaa valmistelevaan työn toimeksiantajalle Skanska Talonrakennukselle toimintaohjeita nestekiertoisten LTO-järjestelmien käyttöönotolle.

Lähteet

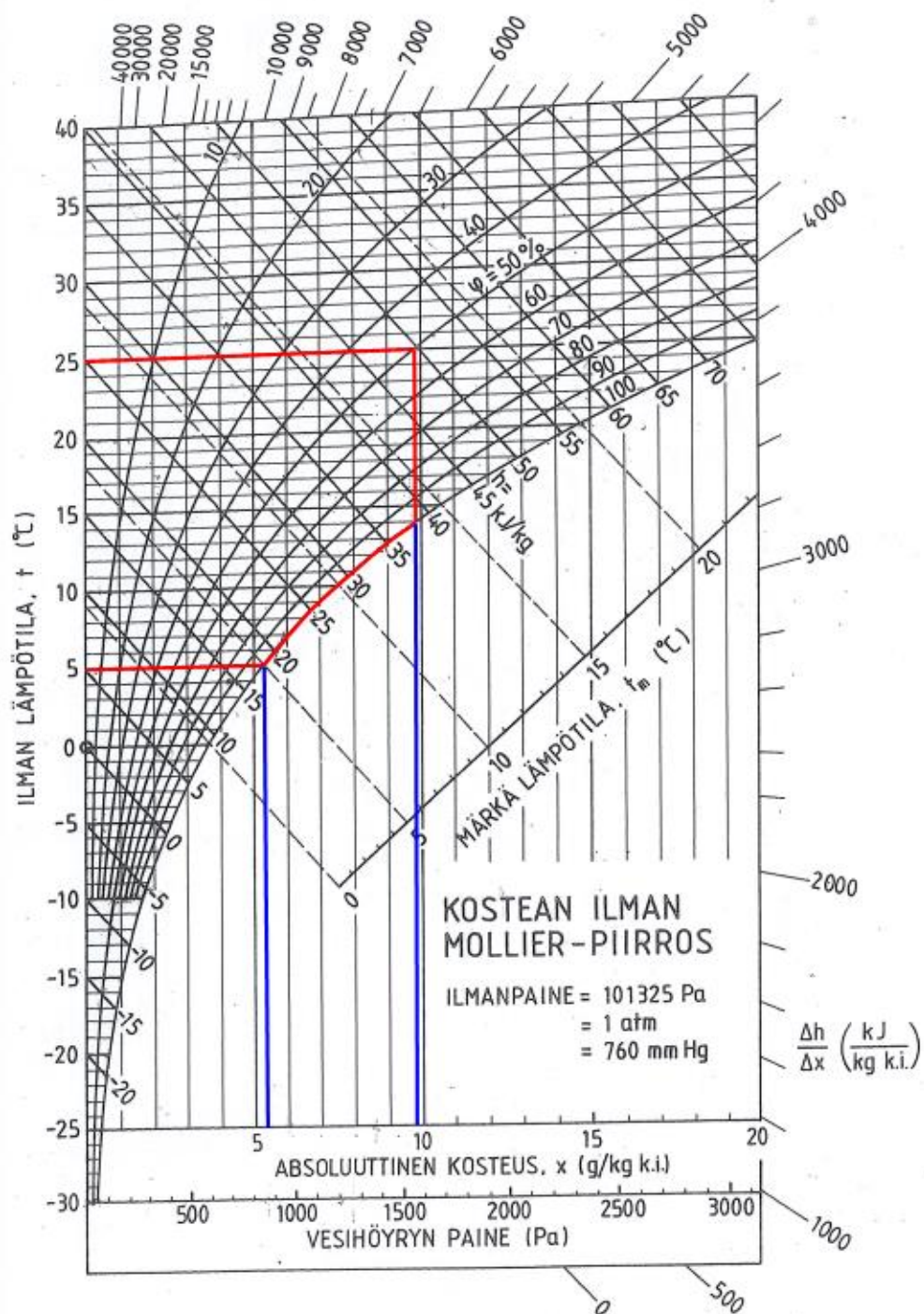
- 1 Harju, Pentti. 2006. 2. painos. Talotekniikan automaatio, mittaus ja säätö. Kouvolaa: Penan Tieto-Opus.
- 2 Seppänen, Olli. 1996. Ilmastointitekniikka ja sisäilmasto. Espoo: Suomen LVI-liitto ry.
- 3 Heinilä, Harri. 2013. Nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän hankinta- ja käyttökustannusten optimointi. Insinöörityo. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 4 Huvinen, Helli. 2017. Liuosvirran optimointi nestekiertoisessa lämmöntalteenottojärjestelmässä. Opinnäytetyö. Tampereen Ammattikorkeakoulu.
- 5 Lätti, Aleksei. 2011. Pölynpoisto ja lämmöntalteenotto vaneritehtaan kuumapuristimen poistoilmasta. Opinnäytetyö. Mikkelin Ammattikorkeakoulu.
- 6 Rantala, Lauri. 2014. Asuinkerrostalon nestekiertoisen lämmöntalteenoton energiatehokkaan ohjausstrategian määrittäminen dynaamisen simuloinnin ja kenttämittausten avulla. Diplomityö. Aalto Yliopisto.
- 7 Ilmanvaihdon lämmöntalteenotto lämpöhäviöiden tasauslaskennassa. 2003. Verkkoaineisto. Ympäristöministeriön moniste 122. <http://www.laskentapalvelut.fi/maaraykset/YM_opas_122.pdf> Luettu 29.6.2017.
- 8 Rakennuksen energiatehokkuus. 2012. Suomen rakentamismääräyskokoelma, osa D3. Helsinki: ympäristöministeriö.
- 9 Mills, A.F. 1999. Basic heat and mass transfer. New Jersey: Prentice Hall.
- 10 Juvonen, Janne. 2009. Lämpökaivo: Maalämmön hyödyntäminen pientaloissa. Verkkoaineisto. Ympäristöopas. < <http://www.suomenporakaivo.fi/pdf/ymparisto-opas-lampokaivo.pdf>>. Luettu 5.7.2017.
- 11 Kuiva ja kostea ilma. 2016. Verkkoaineisto. Hengitysliitto ry. <<http://www.hengitysliitto.fi/fi/sisailma/hiukkasmaiset-ja-kaasumaiset-epapuhautet/kuiva-ja-kostea-ilma>>. Luettu 5.7.2017.
- 12 Valkeapää, Aki. 2016. Lämmönsiirto ja virtaustekniikka. Kurssimateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 13 Rakennuksen energiatehokkuus. 2012. Suomen rakentamismääräyskokoelma, osa D5. Helsinki: ympäristöministeriö.

- 14 Yrjölä, Jukka. 2016. Lämmönsiirtotekniikka. Kurssimateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 15 Valkeapää, Aki. 2016. Termodynamiikka. Kurssimateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 16 Yang, D.K., Lee, K.S., Cha, D.J. 2006. Frost formation on a cold surface under turbulent flow. *International journal of refrigeration*. s. 164–169.
- 17 Zaengerle, R. 2012. Multi-functional, high performance run around energy recovery systems in cold climate zones. *ASHRAE*. s. 232–239.
- 18 Seppänen, Olli. 2004. Ilmastoinnin suunnittelu. Helsinki: Talotekniikka-Julkaisut Oy.
- 19 Retermia News 1/2015. 2015. Verkkoaineisto. Retermia Oy. < <http://www.retermia.fi/esitteet-ja-materiaalit/retermia-news/>> Luettu 4.8.2017.
- 20 Kyyhkynen, Miia. 2016. Ekosuunnitteludirektiivin vaikutus ilmanvaihtokoneiden mitoitukseen. Insinööriyö. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 21 Ympäristöministeriön asetus uuden rakennuksen energiatehokkuudesta 1010/2017. 2017. Ympäristöministeriö.

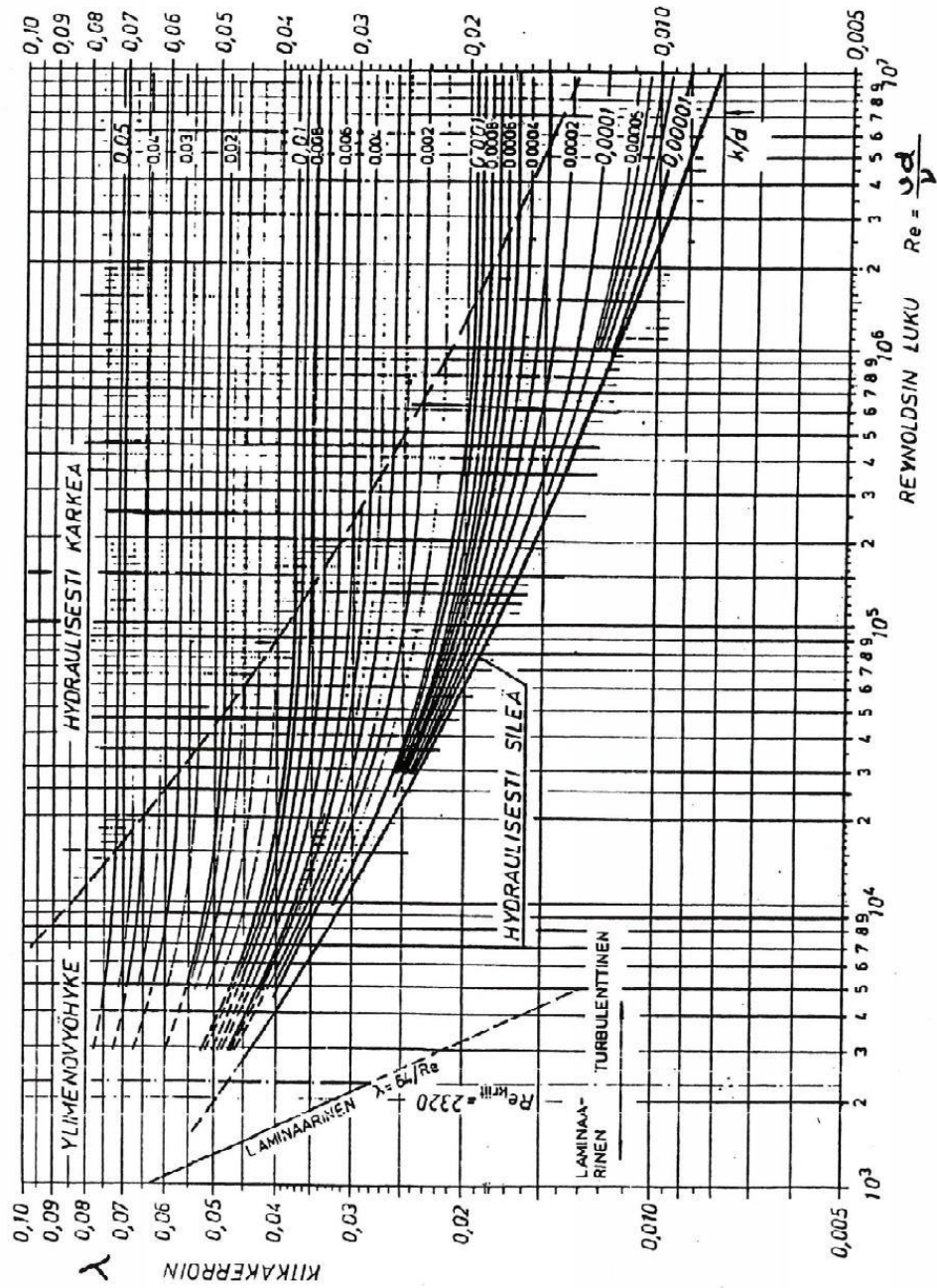
Ilman olosuhteet talviolosuhteissa Mollier-diagrammissa kuvattuna



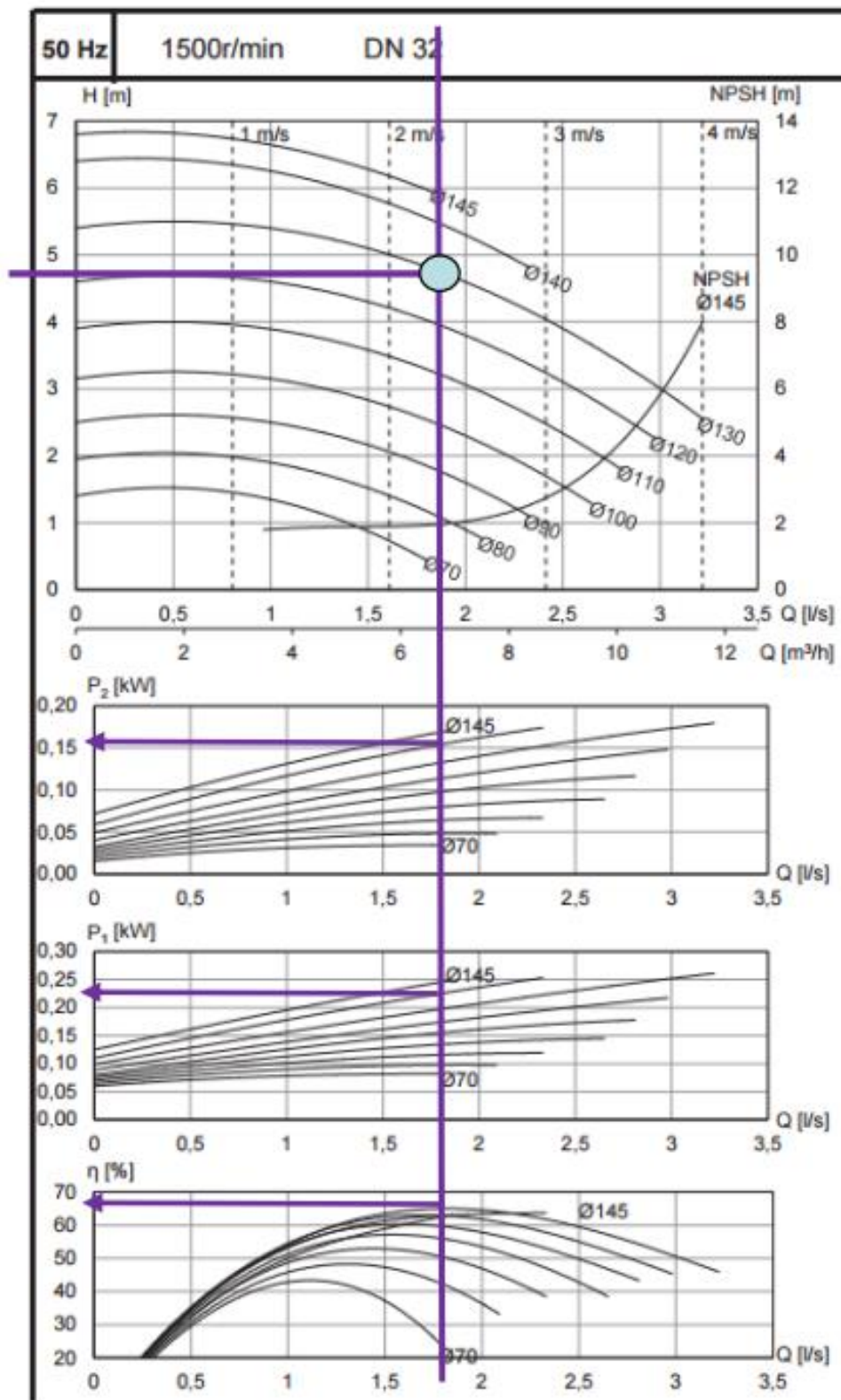
Ilman olosuhteet kesäolosuhteissa Mollier-diagrammissa kuvattuna



Moodyn piirros



Pumpun valinta



Haastattelukysymykset

- Miten kehittäisit konetoimittajan, suunnittelijan ja urakoitsijan yhteistyötä liittyen nestekiertoisen lämmöntalteenottojärjestelmän mitoitukseen ja käyttöönottoon?
- Mitkä ovat tärkeimmät huomioonotettavat asiat mitoituksessa ja käyttöönotossa seuraavista aiheista: pumppujen toiminta optimaalisesti joka olosuhteissa ja järjestelmän ohjaus ja säätö (sis. huurtumisen- ja jäätymiseneston toiminta)
- Mitä muuta mieleesi tulee nestekiertoisen LTO-järjestelmän mitoituksesta? Esimerkiksi: jatkuvat ongelmakohdat, onnistumiset tai muut huomioon otettavat asiat.
- Mitä muuta mieleesi tulee nestekiertoisen LTO-järjestelmän käyttöönotosta? Esimerkiksi: jatkuvat ongelmakohdat, onnistumiset tai muut huomioon otettavat asiat.
- Saako nimeäsi ja yrityksen nimeä käyttää lähteenä insinöörityössä?